

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Umístění obtokového ventilu pro regulaci toku výfukových plynů
turbodmychadlem pro přeplňování motoru silničního vozidla**

**Location By-Pass Valve for Regulating the Exhaust Flow for Engine
Supercharging Turbocharger Road Vehicle**

Student:

Bc. Josef Staněk

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Josef Staněk**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Umístění obtokového ventilu pro regulaci toku výfukových plynů
turbodmychadlem pro přeplňování motoru silničního vozidla
Location By-Pass Valve for Regulating the Exhaust Flow for Engine
Supercharging Turbocharger Road Vehicle**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Diplomová práce se zabývá problematikou optimalizace umístění regulačního ventilu ke změně výkonnosti turbodmychadla pro přeplňování motorů užitkových vozidel. Problematika sleduje trend odstraňování nežádoucích ztrát ve výfukovém potrubí a tím zvyšování účinnosti pohonných jednotek automobilů pro dosažení stále se zpřísňujících emisních limitů. V práci bude využito simulací CFD pro porovnání navrhovaných variant. Předpokládá se, že hlavní výsledky práce najdou využití v průmyslové praxi při návrhu nových pohonných jednotek.

Návrh osnovy práce:

1. Vytvoření simulačního CFD modelu stávajícího konstrukčního řešení jako base line
2. Identifikace příležitosti ke snížení ztrát na základě analýzy proudového pole spalin
3. Návrh alternativního konstrukčního řešení umístění regulačního ventilu a prostoru míšení toku spalin v odlitku turbínové skříně
4. Simulace proudění navržených řešení
5. Zhodnocení vhodnosti navržených úprav na základě porovnání proudových polí
6. Optimalizace konečného návrhu obtokového ventilu s cílem minimalizace ztrát v proudu spalin
7. Zhodnocení možných rizik navrženého řešení a návrh možnosti jejich snížení
8. Návrh dalšího postupu v řešení projektu

Seznam doporučené odborné literatury:

- KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
- KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o, Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- BEČVÁŘ, J.: Tepelné turbíny. Praha, SNTL, 1968.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu. V práci jsem použil modely turbíny a turbínové skříně turbodmychadla získané od firmy Garrett Advancing Motion.

V Ostravě dne 20. 5. 2019



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucí diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne.....

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Josef Staněk

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vysoká 8, Hustopeče nad Bečvou 75366

Souhlasím se zveřejněním této diplomové práce dle požadavků čl. 6, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v magisterských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující osoba):

Garrett Motion CZ

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Petr Škára

V Ostravě dne 20. května 2019.



.....
Podpis oprávněné osoby
(případně razítko)

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

STANĚK, J. *Umístění obtokového ventilu pro regulaci toku výfukových plynů turbodmychadlem pro přeplňování motoru silničního vozidla*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, 76s, Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem nového konstrukčního řešení umístění obtokového ventilu pro regulaci toku výfukových plynů turbodmychadlem pro přeplňování motoru silničního vozidla. Tato práce je vypracována pro společnost Garrett Advancing Motion se sídlem v Brně. V práci jsou vysvětleny principy fungování motorů a přeplňování. Praktická část se skládá z CFD simulace stávajícího konstrukčního řešení v programu ANSYS CFX, následného návrhu nových konstrukčních řešení v programu Autodesk Inventor, CFD simulace konečného konstrukčního řešení a následně vzájemným porovnáním vytvořených CFD simulací.

ANNOTATION OF GRADUATION THESIS

STANĚK, J. *Location By-Pass Valve for Regulating the Exhaust Flow for Engine Supercharging Turbocharger Road Vehicle*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrav, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Energy, 2019, 76p, Thesis supervisor: doc. Ing Kamil Kolarčík, CSc.

Master thesis deals with the design of Location of By-Pass Valve for Regulating the Exhaust Flow for Engine Supercharging Turbocharger Road Vehicle. This thesis is designed for Garrett Advancing Motion company located in Brno. The principles of engine operation and supercharging are explained in this thesis. The practical part consists of a CFD simulation of an existing design solution in the ANSYS CFX program, design of new solutions in Autodesk Inventor, CFD simulation of the final design solution and comparison of the created CFD simulations.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod.....	10
2 Firma Garrett Advancing Motion	11
3 Pístové spalovací motory	12
Historie pístových spalovacích motorů.....	12
3.1 Rozdělení pístových spalovacích motorů	14
3.2 Paliva spalovacích motorů.....	16
3.3 Zážehové čtyřdobé motory	17
3.4 Vznětové čtyřdobé motory	17
4 Přepřňování.....	18
4.1 Princip přepřňování.....	19
4.2 Turbodmychadlo.....	20
4.2.1 Kompresorová část	22
4.2.2 Ložisková část	22
4.2.3 Turbínová část	23
4.3 Typy turbodmychadel.....	24
4.3.1 Jednoduché turbodmychadlo	24
4.3.2 Turbodmychadlo „twin-scroll“	24
4.3.3 Dvě turbodmychadla.....	25
4.3.4 Turbodmychadlo s proměnnou geometrií lopatek.....	26
4.3.5 Variabilní turbodmychadlo „twin-scroll“	27
4.3.6 Elektrická turbodmychadla.....	27
4.4 Regulace plnicího tlaku turbodmychadel	28
4.4.1 Regulace pomocí obtokového ventilu	28
5 Vytvoření CFD modelu stávajícího konstrukčního řešení	31
5.1 Rozbor a úprava stávajícího konstrukčního řešení	32

5.2	Vytvoření CFD simulace	37
6	Návrh nových konstrukčních řešení obtokového ventilu	46
6.1	Návrh prvního konstrukčního řešení	46
6.2	Návrh druhého konstrukčního řešení.....	50
6.3	Návrh třetího konstrukčního řešení	53
7	Vytvoření CFD simulace třetího konstrukčního řešení	56
8	zhodnocení vhodnosti navržených úprav	63
9	Závěr.....	70
	Seznam použité literatury	71
	Seznam obrázků, tabulek a grafů.....	72
	Seznam příloh.....	75

Seznam použitých značek a symbolů

P_e	Užitečný výkon motoru	$[kW]$
η_e	Přeměny tepla v mechanickou práci	$[-]$
H_u	Spodní výhřevnost paliva	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
m_p	Hmotnostní množství paliva	$[kg \cdot s^{-1}]$
m_s	Hmotnostní množství vzduchu ve válci	$[kg \cdot s^{-1}]$
L_t	Množství vzduchu pro spálení 1kg paliva	$[kg_{vz} \cdot kg_p^{-1}]$
λ	Součinitel přebytku vzduchu	$[-]$
V_z	Zdvihový objem	$[m^3]$
n_M	Otáčky motoru	$[1 \cdot min^{-1}]$
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
η_{pl}	Plnicí účinnost	$[-]$
ε	Kompresní poměr	$[-]$
α	Stupeň vypláchnutí spalovacího prostoru	$[-]$
p	Tlak	$[Pa]$
r	Měrná plynová konstanta	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
t	Teplota	$[^{\circ}C]$
C_p	Měrná tepelná kapacita	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
a	Součinitel teplotní vodivosti	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
η	Dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
ν	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Pr	Prantlovo kritérium	$[-]$

1 Úvod

Práce se zabývá problematikou regulace turbodmyhadla pomocí obtokového ventilu, především jeho konstrukcí a umístěním.

Úvodní část diplomové práce se zabývá teorií spalovacích motorů. Je zde popsán princip činnosti pístového spalovacího motoru a jeho historie. Následně se práce zabývá rozdělením pístových spalovacích motorů podle určitých kritérií. Dále jsou popsána paliva spalovacích motorů a následně popis principu činnosti zážehových a vznětových čtyřdobých motorů. V další kapitole zabývající se přeplňováním je vysvětleno, proč motory přeplňujeme a je zde popsán princip přeplňování. Práce se dále zabývá popisem turbodmyhadla a jeho částí, rozdělením turbodmychadel a jejich regulací. V rámci regulace je popsána hlavně regulace pomocí obtokového ventilu, kterou se práce zabývá.

V další části je nejprve popsáno stávající konstrukční řešení turbodmyhadla, jehož model jsem obdržel od firmy Garrett Advancing Motion a poté je nastíněn postup vytvoření CFD simulace daného řešení v programu ANSYS 2019. Dále jsou zde uvedeny výsledky vytvořené simulace, na jejichž základech jsou vytvořeny nové konstrukční návrhy.

Následující část se zabývá tvorbou nových konstrukčních řešení umístění a typů obtokových ventilů v programu Autodesk Inventor Professional 2019. Jsou zde popsány tři nové návrhy konstrukčních řešení, ze kterých je vybrán nejvhodnější návrh, který je dále použit pro vytvoření nové simulace. Postup její tvorby a výsledky jsou popsány v navazující části.

Poslední část se zabývá vzájemným porovnáním proudových polí vytvořených CFD simulací. Na závěr je objasněn výsledek práce, zohlednění možných rizik a doporučení pro další postup.

2 Firma Garrett Advancing Motion

Dne 14. 6. 2018 společnost Honeywell oznámila, že její divize zabývající se transportními technologiemi se těsně před koncem třetího čtvrtletí přejmenuje na Garrett advancing motion. Název Garrett má původ v 50. letech minulého století. V té době vedl podnikatel a inženýr Cliff Garrett projektový tým, který vyvinul turbodmychadlo pro pásový traktor Caterpillar D9, který byl vypuštěn v roce 1954 a označil začátek přepřínované doby pro automobilový průmysl. Od té doby používá technologie a inovace dopravních systémů téměř každý velký světový výrobce automobilů, což má za následek zhruba 100 milionů vozidel s jejich produkty a průměrnou rychlost spouštění 100 nových aplikací ročně, plynu, nafty, zemního plynu, elektřiny a palivových článků. Společnost Honeywell Transportation Systems používá jméno Garrett k tomu, aby označila své současné portfolio turbodmychadel pro benzínové a naftové osobní a užitkové vozy. Bylo rozhodnuto přejmenovat novou firmu na Garrett, aby vyzdvihla svou dlouhou historii inovací a zároveň přidala název "Advancing Motion", aby přijala budoucnost a širší portfolio diferencovaných produktů a služeb, které společnost Transport Systems nabízí svým globálním zákazníkům. Nová společnost Garrett Advancing Motion má dobré postavení k tomu, aby se stala globálním lídrem v technologiích turbodmychadel s nejlepším technickým vybavením pro celou řadu typů motorů na trzích automobilů, kamionů a dalších vozidel. Turbodmychadla Garrett jsou projektována pro téměř každou velikost dieselového nebo benzínového lehkého vozidla od 0,6 litru až po 6,7 litru a vše mezi nimi. V případě těžkých vozidel a vozidel pro provoz mimo vozovku splňuje výrobní sortiment společnosti Garrett požadavky motorů s výkonem od 60 koní až po 4000 koní. Portfolio společnosti Garrett má více než 3 500 modelů. Od „free-floating“ a „wastegate“ turbodmychadel až po technologii VNT („Variable Nozzle Geometry“) a dvoustupňových systémů. Mnoho turbodmychadel je vybaveno pokročilými ovládacími systémy, které integrují řízení turbodmychadla s řídicí jednotkou motoru.^{5, 6}



Obrázek 1 Logo společnosti Garrett Advancing Motion⁵

3 Pístové spalovací motory

Spalovací motory jsou tepelné hnací stroje, ve kterých dochází k přeměně chemické energie v palivu na mechanickou práci. Spalování probíhá kontrolovaně uvnitř pracovního prostoru motoru při tlacích vyšších než atmosférickém. Pracovní látkou jsou zplodiny vzniklé při hoření. Při přeměně tepelné energie na mechanickou práci probíhají v motorech termodynamické děje, při nichž se mění stav a při spalování i chemické složení pracovní látky. Soubor těchto dějů tvoří pracovní cykly spalovacích motorů. Změny stavu pracovní látky v tepelných obězích se znázorňují různými diagramy.¹

Princip činnosti pístového spalovacího motoru

V motoru se nejdříve přeměňuje chemická energie paliva spalováním na teplo, tím se zvyšuje teplota, tlak a měrný objem. Ve válci pístového spalovacího motoru se spaluje směs paliva a vzduchu ve vhodném poměru, aby po zapálení rychle a nejlépe beze zbytku shořela. Vlivem uvolněné tepelné energie prudce stoupne tlak a objem plynů ve válci, ten tlačí na píst, který je ve válci motoru uložen pohyblivě. Posuvný pohyb pístu se díky klikovému mechanismu mění na otáčivý pohyb.²

Historie pístových spalovacích motorů

Roku 1862 se podařilo Nikolasi Augustovi Ottovi (1832-1891) vyvinout čtyřdobý princip spalování a tím položit základní kámen vývoje čtyřdobého motoru. V roce 1876 si Otto nechal svůj vynález (viz Obrázek 2) patentovat, a proto je tento rok považován za rok zrodu čtyřdobého zážehového motoru. Jako palivo se zpočátku používal plyn a zážehovým zdrojem byl plynový plamen. Až pozdější vynález magnetoelektrického zapalování a zapalovací svíčky (Bosch) umožnil používat kapalné palivo. Hlavním cílem dalšího vývoje bylo uzpůsobit motor k pohonu automobilu. V této souvislosti je třeba jmenovat Karla Friedericha Benze (1844-1929), který vyrobil první benzínový automobil (viz Obrázek 3) na světě a Gottlieba Daimlera (1834-1900), který spolu s Wilhelmem Maybachem (1846-1934) sestrojili dnešní typ spalovacího motoru. Další významný vynálezce je Rudolf Diesel (1858-1913), který vyvinul vznětový motor a ten je po něm i pojmenován jako Dieselův. Jako posledního významného vynálezce bych uvedl Felixe Wankela (1902-1988), který vyvinul první rotační pístový motor a ten je po něm také pojmenován jako Wankelův.²

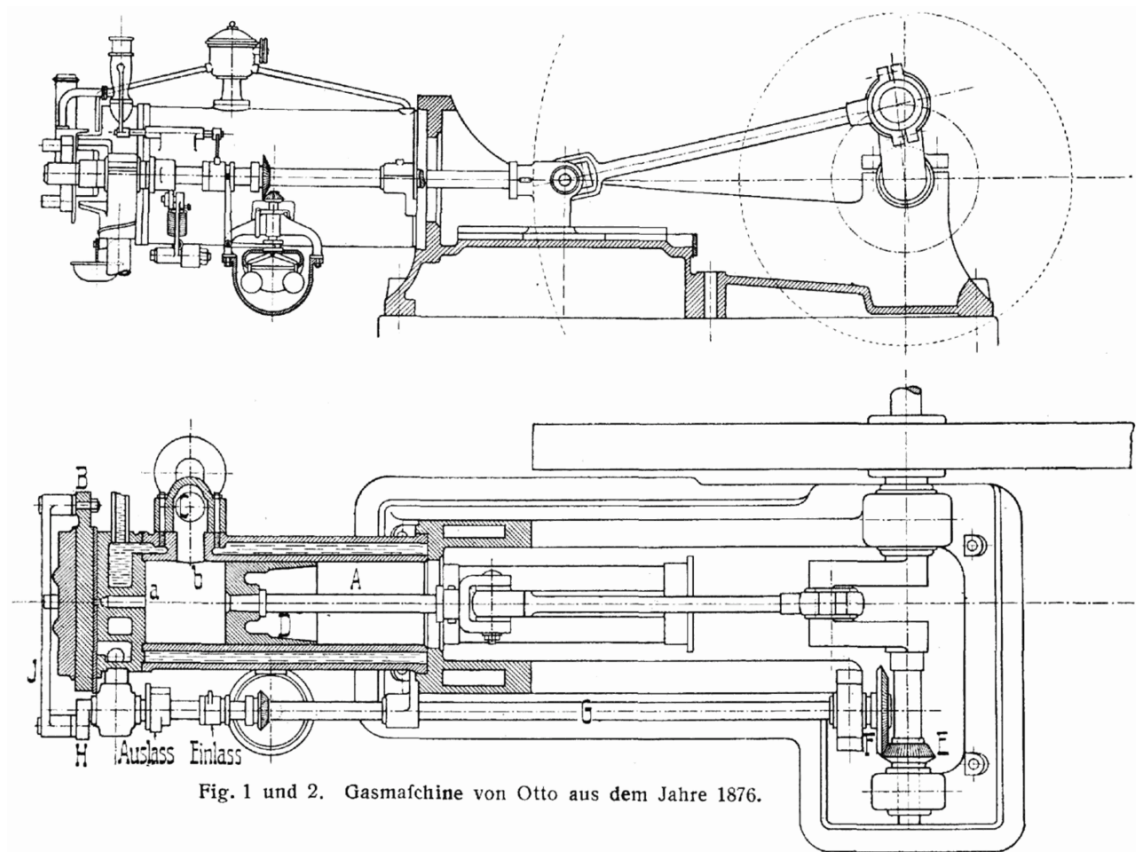
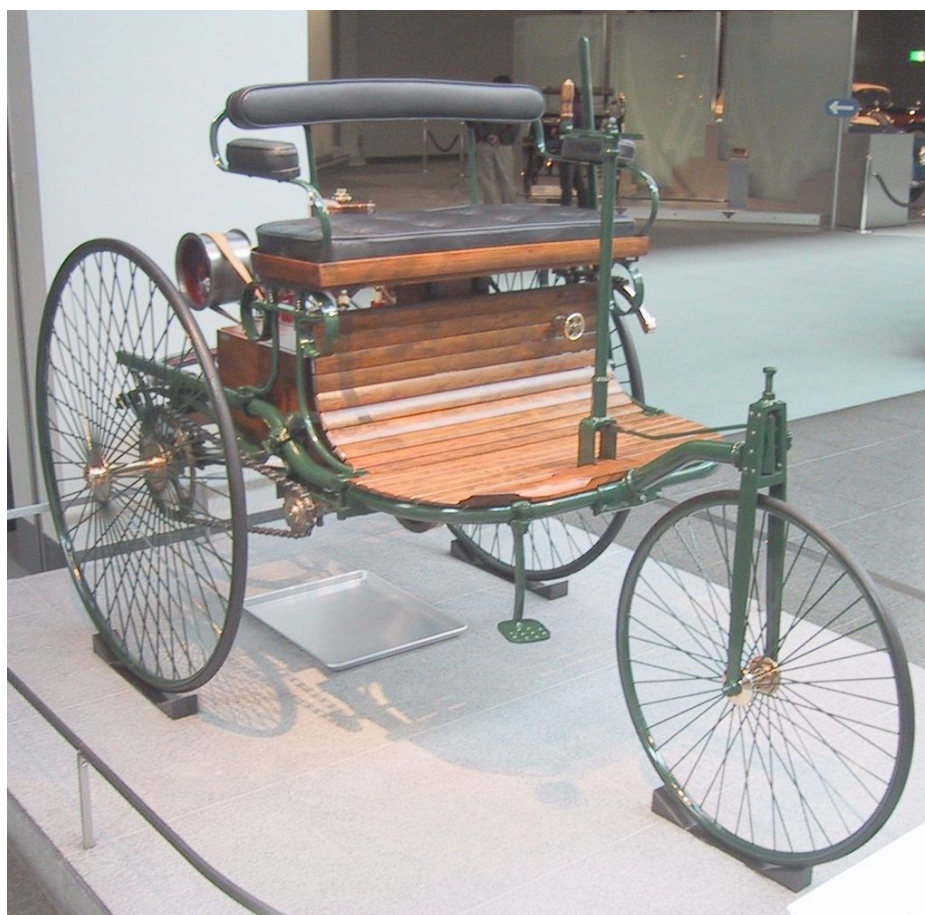


Fig. 1 und 2. Gasmaschine von Otto aus dem Jahre 1876.

Obrázek 2 Ottův spalovací motor z roku 1876⁷Obrázek 3 Replika Benzova vozu z roku 1885⁸

3.1 Rozdělení pístových spalovacích motorů

1) Podle pohybu pístu

- **Motory s přímočarým** (posuvně vratným) **pohybem pístu**. Posuvný pohyb pístu získaný tepelnou energií spalovaného paliva je převáděn ojnicí na rotační pohyb klikové hřídele.
- **Motory s rotačním** (krouživým) **pohybem pístu** (Wankelův motor). Převádí získanou pohybovou energii přímo na otáčivý pohyb.²

2) Podle způsobu zapálení směsi

- **Zážehové motory**. Směs se zapaluje elektrickou jiskrou vytvořenou mezi kontakty zapalovací svíčky. Tento způsob zapalování směsi se používá u benzínových a plynových motorů. Směs se tvoří buďto v karburátoru, nebo vstřikováním paliva do sacího potrubí, popřípadě přímo do válce. Podmínkou je, aby byla teplota ve válci nižší než teplota samovznícení paliva.
- **Vznětové motory**. Směs se vzněcuje díky teplotě vzniklé stlačením náplně válce, která je v tomto případě vyšší než teplota samovznícení paliva. U těchto motorů je charakteristické stlačení nasátého vzduchu a následné vstříknutí paliva pod vysokým tlakem do válce.²

3) Podle druhu použitého kapalného paliva

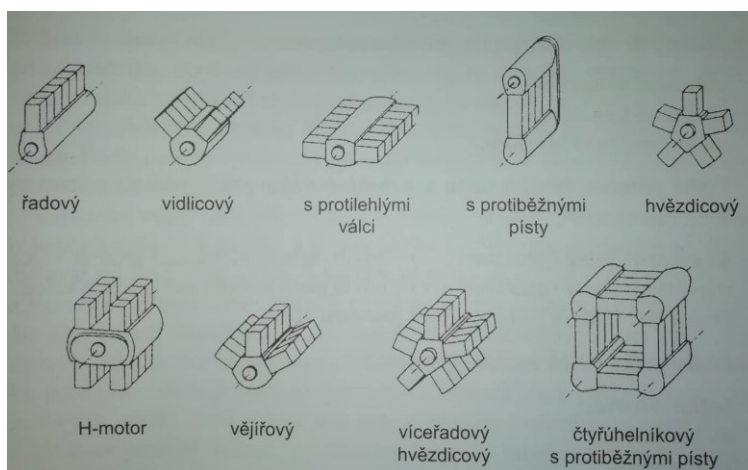
- **Benzínové motory**. Používají se jako pohonné jednotky pro automobily a menší silniční motorová vozidla, pro některé lehčí pracovní stroje a pro pohon různých pomocných zařízení.
- **Naftové motory**. Používají se jako pohonné jednotky pro automobily, nákladní automobily, zemědělské stroje a speciální těžké vozidla.
- **Plynové motory**. Jako palivo se zde používá propan-butan, zemní plyn a vodík. Motory, nádrže a směšovací zařízení musí být pro spalování upraveny.²

4) Podle pracovního oběhu

- **Čtyřdobé motory**. Pracovní oběh probíhá ve čtyřech po sobě následujících zdvizích pístu během dvou otáček klikového hřídele. Pracovní oběh probíhá nad pístem. Tento oběh je složen z těchto na sebe navazujících fází: sání, komprese, expanze a výfuk. Výměna náplně válce probíhá prostřednictvím ventilů ovládaných vačkovým hřídelem.²
- **Dvoudobé motory**. Pracovní oběh probíhá ve dvou po sobě následujících zdvizích pístu během jedné otáčky klikové hřídele. Pracovní oběh probíhá nad pístem i pod ním. Při prvním zdvihu proběhne sání a komprese a při druhém zdvihu proběhne expanze, výfuk a přepouštění nové směsi. Výměna obsahu válce probíhá pomocí kanálů ve stěně válce, které jsou buď uzavírány, nebo uvolňovány pístem, popřípadě šoupátky.²

5) Podle uspořádání válců (viz Obrázek 4)

- **Řadové.** Mají svislé, za sebou uspořádané válce nad klikovým hřídelem.
- **Vidlicové.** Mají ve dvou řadách skloněných pod určitým úhlem tak, že tvoří písmeno V. Úhel mezi řadami může být až 180° a v tom případě hovoříme o plochem motoru.
- **S protilehlými válci.** Úhel mezi řadami válců je 180° , ale na rozdíl od plochých vidlicových motorů má každá ojnice samostatný ojnicí čep klikového hřídele.
- **S protiběžnými písty.** V současné době se už nepoužívají.
- **Hvězdicové.** Písty jsou uspořádány ve tvaru hvězdice. Používají se u leteckých motorů.
- **Se zvláštním provedením.** W-motory, X-motory, H-motory nebo Wankelův motor.²



Obrázek 4 Typy motorů podle uspořádání válců²

6) Podle způsobů plnění válců

- **Nepřeplňované motory.** Válce motoru se plní vlastním nasáváním z atmosférického tlaku.
- **Přeplňované motory.** Válce motoru se plní tlakem vzduchu vyšším než atmosférickým. Ke zvýšení plnicího tlaku se používá dmychadlo nebo kompresor.²

7) Podle způsobu chlazení

- **Chlazené vzduchem.**
- **Chlazené kapalinou.**
- **Se smíšeným chlazením.**²

8) Podle počtu válců

- **Jednoválcové.**
- **Dvouválcové.**
- **Víceválcové.**²

3.2 Paliva spalovacích motorů

Základní požadavky na motorová paliva:

- Schopnost tvořit se vzduchem zápalnou směs (spolehlivost vznětu nebo zážehu).
- Vysoká výhřevnost paliva (na jednotku hmotnosti včetně nádrže).
- Chemická stálost a stabilita vlastností (bezpečná manipulace, skladování a uložení v nádrži).
- Potřebné vlastnosti z hlediska průběhu hoření směsi ve válci motoru. Pro vznětové motory je to vysoká schopnost samovznícení tvořící se směsí v heterogenním prostředí kapek paliva a vzduchu ve spalovacím prostoru. Pro zážehové motory je to požadavek na průběh hoření s postupem čela plamene do nespálené směsi, vysoká odolnost homogenní směsi paliva a vzduchu proti samovznícení.
- Nízký obsah nečistot pro spalování s malým obsahem škodlivin pro životní prostředí (síra, olovo atd.).
- Pokud možno co nejnižší cena.⁹

Výroba kapalných paliv z ropy

Destilací při atmosférickém tlaku - frakce:

- Plyny a lehký benzinový destilát- LPG, butany
- Benzin 35-180 °C 20 %
- Petrolej 180-280 °C 10 %
- Nafta do 360 °C 20 %
- Mazut nad 360°C 45 % - vakuová destilace- nafta, lehké a těžké oleje, asphalt.⁹

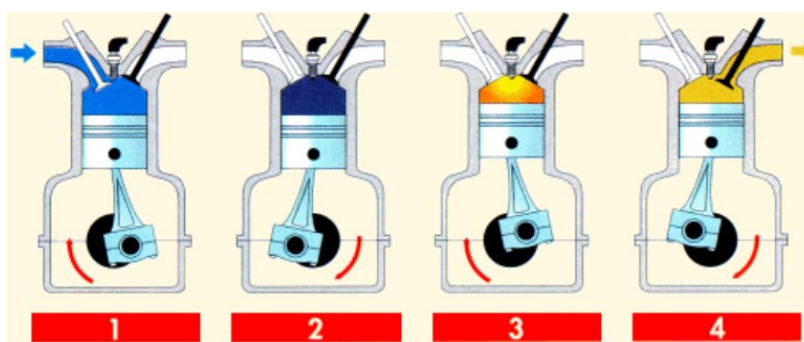
Další petrochemické procesy:

- Krakování. Štěpení vyšších frakcí na nižší za nepřítomnosti vzduchu a vyšší teploty katalyzátoru - získávání vyššího podílu benzínu z ropy.
- Izomerace. Větvení vazeb na izoalkany- zvyšování oktanového čísla.⁹

3.3 Zážehové čtyřdobé motory

Popis principu činnosti zážehového čtyřdobého motoru (viz Obrázek 5):

- 1) Sání - píst jde do dolní úvrati. Nad pístem vzniká podtlak, který způsobuje, že směs paliva a vzduchu vniká otevřeným sacím ventilem do prostoru válce.
- 2) Komprese - píst jde do horní úvrati a směs je stlačována až na 1,1 MPa. Před dosažením horní úvrati (předstih) přeskočí na elektrodách zapalovací svíčky elektrická jiskra, od které se směs zapálí.
- 3) Expanze - hořením směsi vzniká teplota až 4 000 °C, která způsobí prudké stoupnutí tlaku až na 5 MPa. Rozpínající se plyn tlačí na píst.
- 4) Výfuk - před dolní úvratí se začne otevírat výfukový ventil a spálené plyny odcházejí výfukovým potrubím.¹⁰

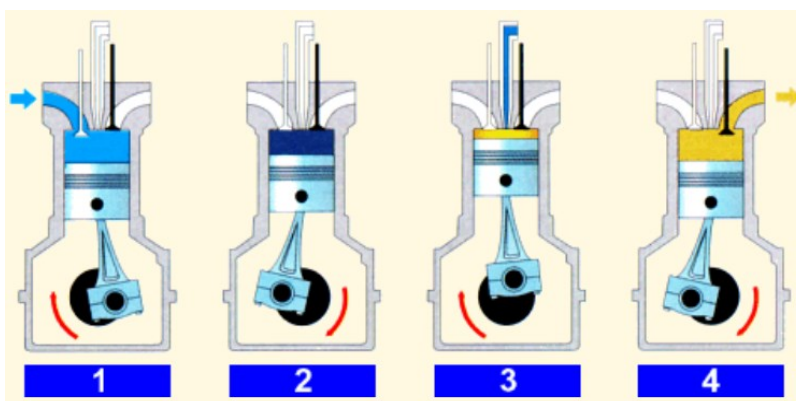


Obrázek 5 Princip činnosti zážehového čtyřdobého motoru¹⁰

3.4 Vznětové čtyřdobé motory

Popis principu činnosti vznětového čtyřdobého motoru (viz Obrázek 6):

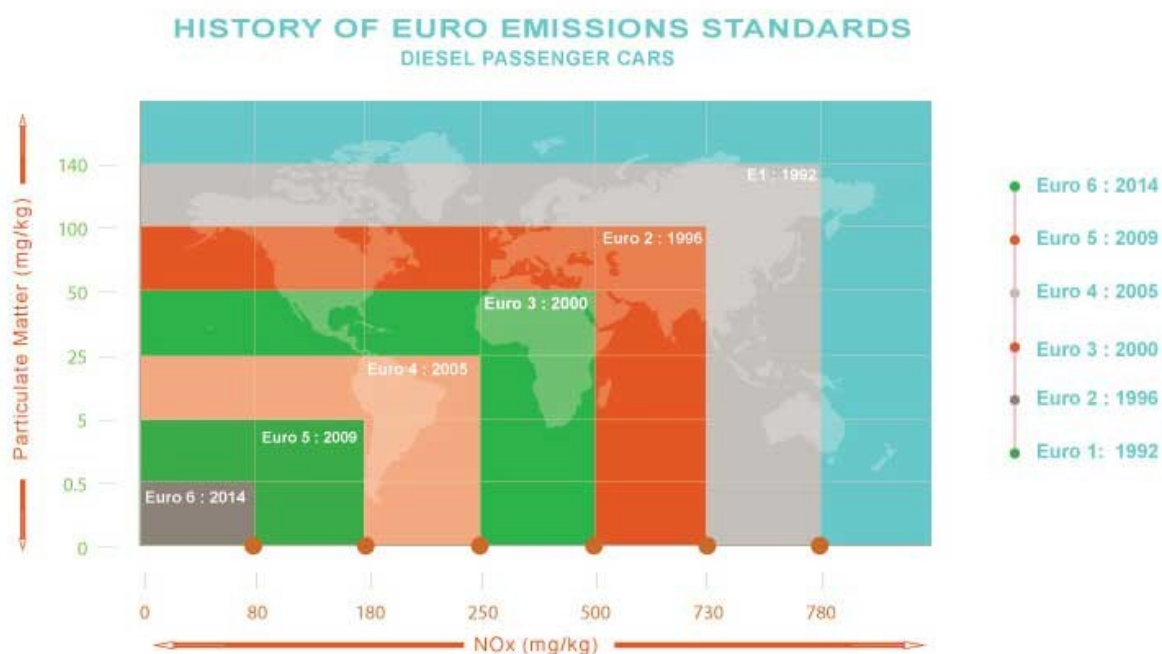
- 1) Píst nasává vzduch do válce otevřeným sacím ventilem.
- 2) Ventil se uzavírá a píst stlačuje vzduch (až na 5 MPa), což způsobuje jeho ohřátí (až na 700°C).
- 3) Při maximálním stlačení se vstříkne palivo (tlakem 7 až 30 MPa) a jemně rozptýlené se vznítí, plyny tlačí píst dolů.
- 4) Výfukový ventil se otevře a píst vytlačí spálené plyny z válce.¹⁰



Obrázek 6 Princip činnosti vznětového čtyřdobého motoru¹⁰

4 Přepřňování

V poslední době čelí automobiloví výrobci narůstajícímu tlaku na zlepšování provozních vlastností svých motorů. A to z jak z řad zákazníků, kteří požadují čím dál tím výkonnější a zároveň úspornější motory, tak hlavně ze strany vládních i nevládních organizací, které prosazují celospolečenskou touhu po čistším životním prostředí. Pro nás platí normy EURO (viz Obrázek 7), které stanovují maximální množství emisí škodlivých látek ve výfukových plynech.¹²



Obrázek 7 Historie emisních standardů EURO¹¹

Automobilky jsou díky těmto trendům nuceny vyvíjet motory účinnější, ekonomičtější, a tudíž i ekologičtější. Nejúčinnější metoda k dosažení tohoto cíle je přepřňování. Princip funkce je jednoduchý, díky této technologii se dopraví do válce spalovacího motoru více vzduchu, a tudíž můžeme použít větší množství paliva, což vede v následující:

- Motor s přepřňováním má nižší spotřebu paliva než stejně výkonný motor atmosférický, protože energie výfukových plynů, přispívá ke zvýšení účinnosti.
- Díky nižší spotřebě má i nižší produkci škodlivých emisí.
- Přepřňovaný motor má lepší poměr výkonu k váze, je proto menší a lehčí, a to má za následek menší tepelné ztráty, a tudíž zase o něco lepší účinnost.

- Přepřlňovaný motor má také větší účinnost ve vyšších nadmořských výškách. Jelikož je zde vzduch řidší a obsahuje méně kyslíku, atmosférické motory zde ztrácí výkon, ale u přepřlňovaných motorů díky většímu tlakovému spádu podél turbíny je navýšen výkon kompresoru, který pak dorovná ztrátu díky nízké hustotě vzduchu.^{12, 13}

Pro přepřlňování pohonných jednotek používáme kompresory nebo turbodmychadla. Rozdíl mezi nimi je ten, že kompresor je poháněn mechanicky převodem od klikové hřídele, zatímco turbodmychadlo je poháněno výfukovými plyny proudícími ze spalovacího prostoru. Turbodmychadlo tedy na rozdíl od kompresoru neodebírá pro svůj pohon mechanický výkon motoru.^{12, 13}

4.1 Princip přepřlňování

Výkon každého motoru je závislý na teple dodaném do pracovního válce a na účinnosti přeměny tepla na mechanickou práci. Tyto závislosti můžeme vyjádřit vztahem³:

$$P_e = Q_p \cdot \eta_e = H_u \cdot m_p \cdot \eta_e \quad [kW] \quad (1)$$

kde P_e Užitečný výkon motoru³ [kW]

kde η_e Přeměny tepla v mechanickou práci³ [–]

kde H_u Spodní výhřevnost paliva³ [kJ · kg^{–1}]

kde m_p Hmotnostní množství paliva³ [kg · s^{–1}]

Ke spálení odpovídajícího množství paliva musíme dodat úměrné množství vzduchu do pracovního válce. Vzájemný vztah těchto hmotnostních průtoků vyjádříme takto³:

$$m_p = \frac{m_s}{L_t \cdot \lambda} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

kde m_s Hmotnostní množství vzduchu, který zůstává ve válci³ [kg · s^{–1}]

kde L_t Teoretické množství vzduchu pro spálení 1kg paliva³ [kg_{vz} · kg_p^{–1}]

kde λ Součinitel přebytku vzduchu³ [–]

Hmotnost vzduchu, která zůstává ve válci pro spalování, vyjádříme parametry motoru a dostaneme vztah pro hmotnostní průtok³:

$$m_s = V_z \cdot \frac{n_M}{60} \cdot \rho \cdot \eta_{pl} \cdot \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

kde V_z Zdvihový objem³ [m³]

kde n_M Otáčky motoru³ [$1 \cdot \text{min}^{-1}$]

kde ρ Hustota vzduchu³ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

kde η_{pl} Plnicí účinnost³ [–]

kde ε Kompresní poměr³ [–]

kde α Stupeň vypláchnutí spalovacího prostoru³ [–]

Dosazením rovnic (2) a (3) do rovnice (1) dostaneme tento vztah:

$$P_c = V_z \cdot \frac{n_M \cdot H_u}{60 \cdot \lambda \cdot L_t} \cdot \rho \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_e \cdot \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

Z rovnice (4) vyplývá, že hlavní vliv na změnu výkonu motoru při stejných otáčkách má hustota vzduchu, plnicí a užitečná účinnost a součinitel přebytku vzduchu. Hlavní princip přeplňování je dopravit do válce větší hmotnost vzduchu. V rovnici (4) toto vyjadřuje veličina ρ , což je hustota vzduchu. Zvýšení hustoty vzduchu umožní dopravit do směsi více paliva, což zajistí, při zachování přibližně stejného součinitele přebytku vzduchu, plnicí a užitečné účinnosti, také úměrné zvýšení výkonu motoru³.

Pokud si ze stanovené rovnice vyjádříme hustotu vzduchu dostaneme tento vztah⁴:

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (5)$$

kde p Tlak³ [Pa]

kde r Měrná plynová konstanta³ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

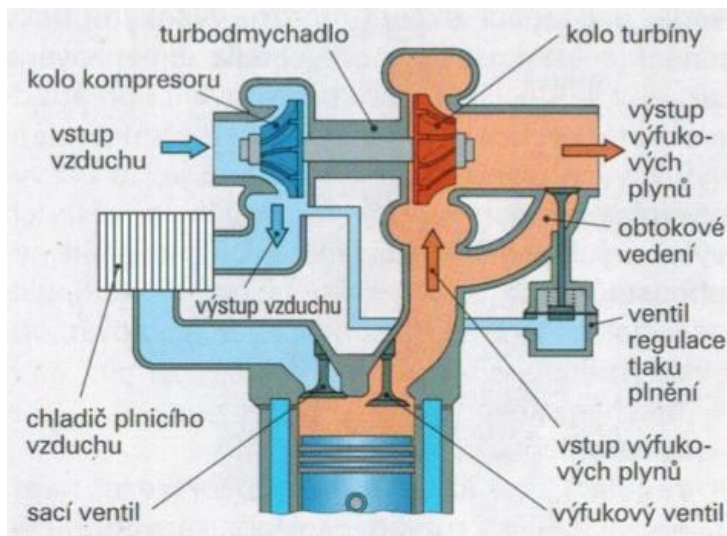
kde T Teplota³ [K]

Dle rovnice (5) je zřejmé, že zvýšení hustoty můžeme dosáhnout zvýšením tlaku a snížením teploty vzduchu v sání. Tlak zvyšujeme kompresorem nebo turbodmychadlem a teplotu snižujeme zapojením mezichladiče stlačeného vzduchu.

4.2 Turbodmychadlo

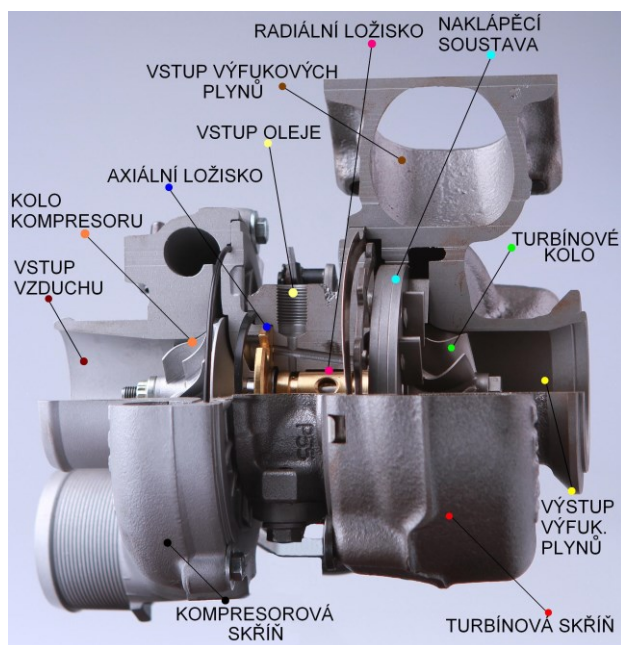
Turbodmychadlo je kompresor, který je poháněn energií výfukových plynů spalovacího motoru. Výfukové plyny roztáčí turbínu, která je na společné hřídeli s kompresorovým kolem. Poháněné kompresorové kolo přes vzduchový filtr nasává okolní vzduch a ten následně stlačuje, čímž získáme vzduch o vyšším tlaku, teplotě a hustotě. Stlačený vzduch dále pokračuje do mezichladiče, kde se ochlazuje, aby se ještě zvýšila jeho hustota a také se zlepšila odolnost proti detonačnímu hoření. Díky zvýšení hustoty se do stejného objemu válce dostane více kyslíku, tudíž se ve válci spálí více paliva a roste tak výkon i kroutící

moment. Spálená směs je dále usměrněna výfukovým potrubím na turbínové kolo, kde odevzdává část své energie, tím roztáčí turbínové kolo, které roztáčí kompresorové kolo, a to nasává nový vzduch. Princip funkce turbodmychadla je znázorněn na následujícím obrázku (viz obrázek 8).¹²



Obrázek 8 Schéma principu funkce turbodmychadla.¹⁵

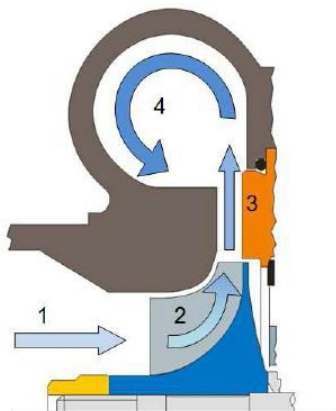
Účinnost turbodmychadla se pohybuje okolo 80 %. U zážehových motorů používáme obvykle turbodmychadla zvyšující tlak zhruba o 80-100 kPa a u vznětových o 150-200 kPa. Dosáhnout můžeme i vyšších tlaků, limituje nás ale vysoká teplota vzduchu. Příliš vysoká teplota směsi paliva a vzduchu by měla za následek samovznícení, které je nežádoucí. Turbodmychadlo se skládá s kompresorové, ložiskové a turbínové části (viz Obrázek 9). Každá součástka je optimalizovaná pro nejlepší výkon, odolnost a cenu.¹²



Obrázek 9 Řez turbodmychadlem¹⁵

4.2.1 Kompresorová část

Hlavní součásti v kompresorové sekci jsou kompresorové kolo a kompresorová skříň, dále sekce podle druhu aplikace obsahuje rychlostní a tlakové senzory a držák aktuátoru, který řídí regulaci turbodmychadla. Průběh proudění vzduchu v kompresorové sekci můžeme vidět na následujícím obrázku (viz Obrázek 10).¹⁴



Obrázek 10 Řez kompresorové části turbodmychadla. 1- nasávání atmosférického vzduchu, 2- urychlení nasávaného vzduchu, 3- přeměna kinetické energie na statický tlak v difuzoru, 4- shromažďování vzduchu ve spirále a jeho směřování do sacího potrubí¹²

Kompresorová skříň je navržena tak, aby snášela teploty okolo 180 °C a značné vibrace. Vhodné je použití slitin hliníku, které splňují dané pevnostní a teplotní požadavky a zároveň mají nižší hmotnost než oceli. Kompresorové kolo je vystaveno podobným podmínkám jako kompresorová skříň, proto se používají také slitiny hliníku, které jsou dále tepelně upraveny kvůli zabránění stárnutí. Vyrábí se obráběním nebo přesným odléváním, záleží na požadované přesnosti.¹⁴

4.2.2 Ložisková část

Ložisková skříň slouží pro uložení společné hřídele kompresorového a turbínového kola, k připevnění kompresorové a turbínové skříně a také pro mazání a chlazení rotorové soustavy. Skříň se vyrábí z litiny s obsahem molybdenu a křemíku a obsahuje komoru pro přivádění oleje k ložiskům. U vodou chlazených turbodmychadel jsou zde také kanálky pro cirkulaci chladicí kapaliny. Pro uložení hřídele kompresoru a turbodmychadla se používají kluzná nebo valivá ložiska. Kluzná ložiska jsou méně účinná a potřebují vyšší tlak oleje mají ovšem větší životnost a nižší cenu než ložiska valivá. Ložiska musí zabezpečovat jak radiální tak i axiální uložení. Protože stabilní chod rotoru bez přítomnosti nerovnovážných sil je klíčová vlastnost, která má vliv na životnost turbodmychadla, uložení musí zaručovat dostatečné tlumení a tuhost. Případná přítomnost nerovnováhy se řeší úběrem materiálu na kompresorovém nebo turbínovém kole.¹⁴

4.2.3 Turbínová část

Hlavní součásti v turbínové sekci jsou turbínová skříň, turbínové kolo a zpravidla také rozváděcí kolo. Turbínová skříň (viz Obrázek 11) je spirálovitého tvaru se zmenšujícím se průměrem směrem do středu. Skříň má za úkol urychlit a nasměrovat spaliny na turbínové kolo, a poté na výstupu z kola spaliny zpomalit a tím dosáhnout vyšších tlaků. Voluta bývá ještě rozdělena přepážkou, která zde slouží pro zachování tlakových a teplotních pulzů z motoru. Pracovní teploty se pohybují až kolem 1000 °C. Pro nižší teploty se skříň odlévá z tvárné litiny a pro vyšší teploty se používají vysokoteplotní materiály jako SiMo, Ni REZIST apod.¹⁴



Obrázek 11 Turbínová skříň¹²

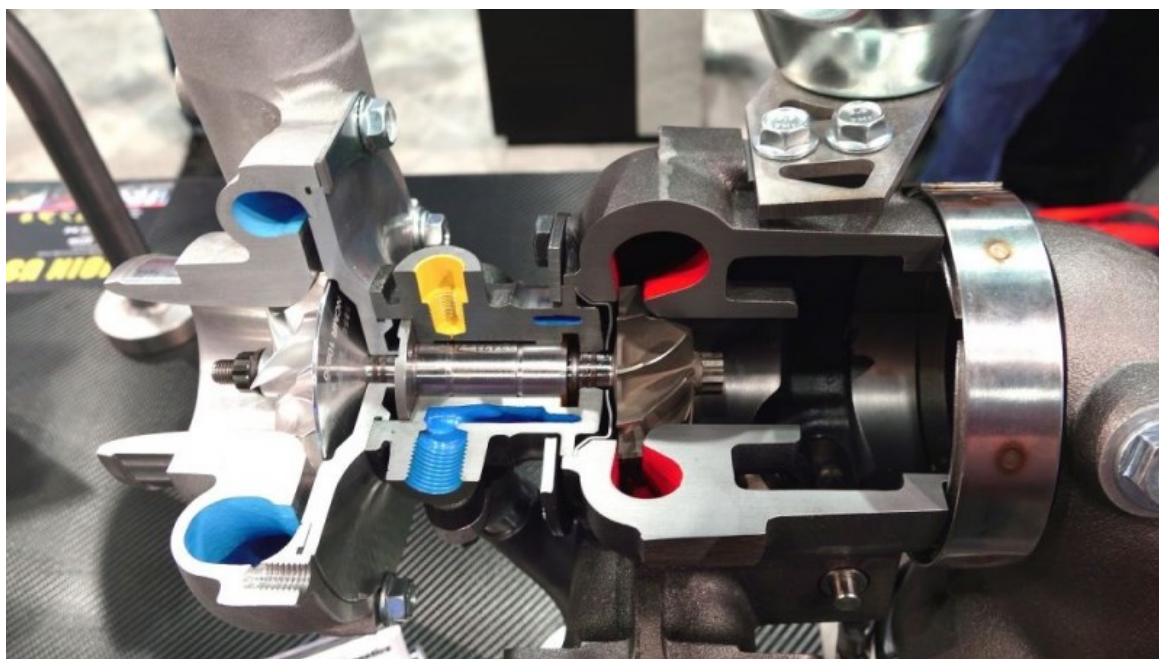
Turbínová kola jsou převážně konstruována jako radiální, tudíž spaliny vstupují do kola v radiálním směru. Axiální kola se používají v případě velkých turbodmychadel s průměry kol nad 300 mm. Turbínová kola se vyrábějí nejčastěji odléváním metodou vytavitelného modelu. Jelikož musí turbínová kola vydržet teploty kolem 1000 °C a rychlosti až 280000 ot/min, vyrábíme je ze speciálních vysokoteplotních a odolných slitin s označením Gamma TiAl nebo Inconel.¹⁴

4.3 Typy turbodmychadel

Podle konstrukce dělíme turbodmychadla na následující typy.

4.3.1 Jednoduché turbodmychadlo

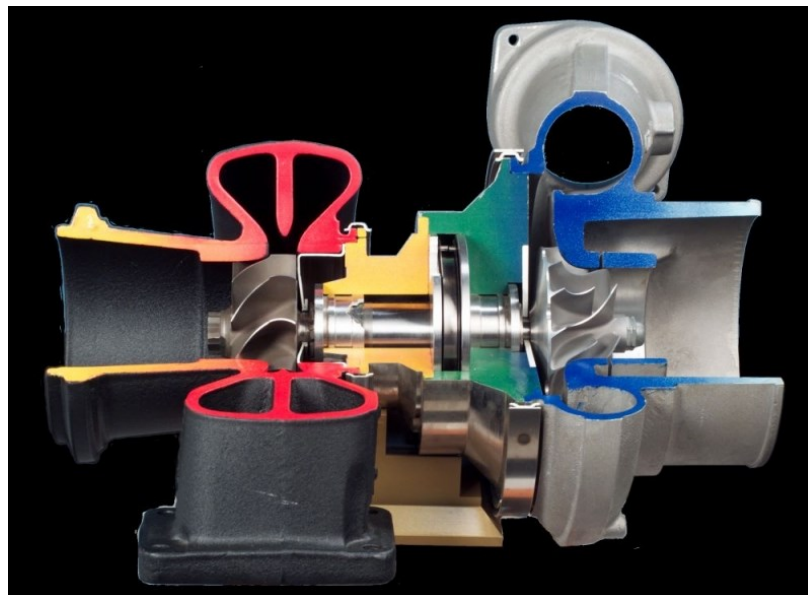
V jednoduchém turbodmychadlu (viz Obrázek 12) je turbínová skříň konstruována s jednotným kanálem pro přívod výfukových plynů. Tento typ je ze všech nejjednodušší a tedy i nejlevnější, nevýhodou ovšem je, že tohle turbo má nejvyšší účinnost v úzkém spektru otáček a také má nejpomalejší odezvu motoru na plyn.¹⁶



Obrázek 12 Řez jednoduchým turbodmychadlem¹⁶

4.3.2 Turbodmychadlo „twin-scroll“

Na rozdíl od jednoduchého turbodmychadla má turbodmychadlo typu „twin-scroll“ (viz Obrázek 13) dvojitý kanál pro přívod výfukových plynů. Svody k těmto kanálům vedou tak, aby podtlak ve chvíli, kdy se výfukový ventil jednoho válce ještě nedovřel, ale jeho sací už se otvírá, neubíral energii výfukovým plynům, které zrovna začínají vycházet z jiného válce. Jestliže je zapalování ve válcích v pořadí 1 - 3 - 4 - 2 (čísla válců), povedou do jednoho kanálu svody z válců 1 a 4 a do druhého kanálu spody z válců 2 a 3.¹⁶

Obrázek 13 Turbodmychadlo typu twin-scroll¹⁶

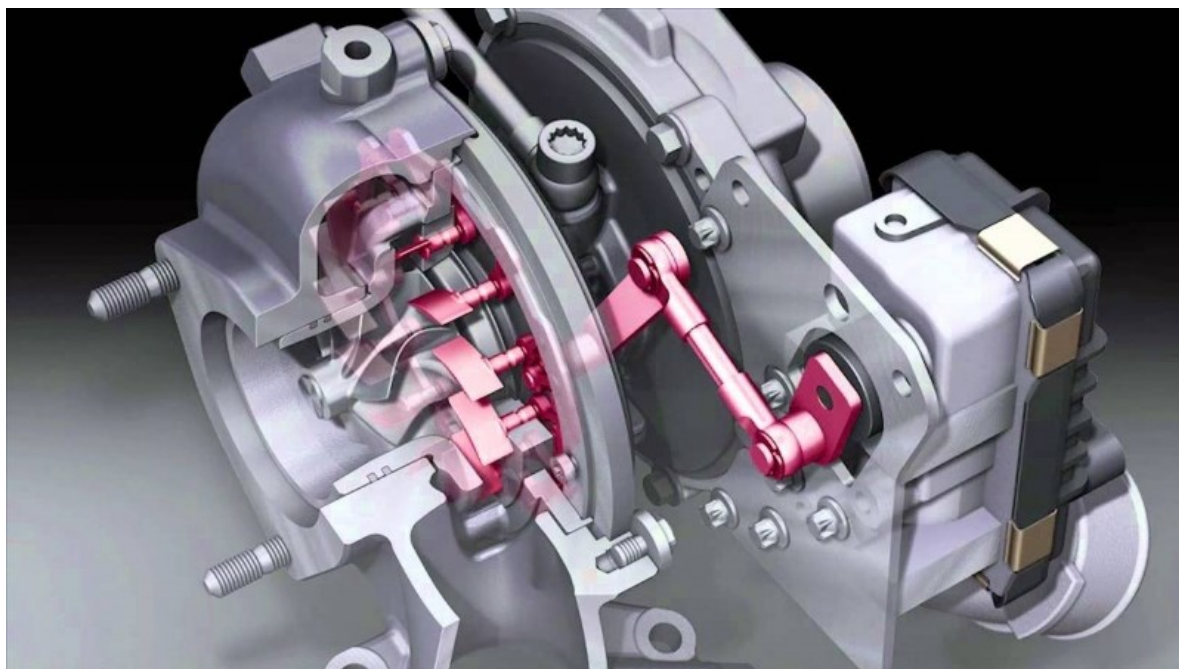
4.3.3 Dvě turbodmychadla

Tento systém (viz Obrázek 14) je znám jako „bi-turbo” nebo „twin turbo”. Funguje tak, že jedno turbo roztáčí jedna půlka motoru a druhé turbo roztáčí druhá půlka motoru, a nebo může motor roztáčet jedno menší turbodmychadlo při nízkých otáčkách a následně ve vyšších otáčkách větší turbodmychadlo. Při použití paralelních turbodmychadel jsou výhody a nevýhody podobné jako u jednoho turbodmychadla. Při sekvenčním přepínání, kdy napřed funguje menší turbo a pak větší nebo obě, umožňují plošší křivku točivého momentu resp. výkonu. Nevýhoda tohoto systému je zejména v nákladech, složitosti a hmotnosti.¹⁶

Obrázek 14 Systém bi-turbo¹⁶

4.3.4 Turbodmychadlo s proměnnou geometrií lopatek

Turbodmychadlo tohoto typu (viz Obrázek 15) má mechanismus na natáčení lopatek. V nízkých otáčkách motoru jsou lopatky přivřené, a tudíž proudí výfukové plyny k turbíně rychleji, protože na to mají menší prostor, jako by bylo dmychadlo rozměrově malé. Proto se pak turbodmychadlo rychleji roztáčí, což vede v menší prodlevu turbodmychadla a větší tlak v nízkých otáčkách motoru. Naopak ve vysokých otáčkách motoru jsou lopatky otevřené, protože je výfukových plynů více, turbodmychadlo se pak chová jako by bylo rozměrově velké, to znamená maximální tlak ve vysokých otáčkách. Tento typ turbodmychadla se používá spíše u vznětových motorů, protože mají nižší teplotu výfukových plynů, a tudíž jsou kladeny nižší nároky na lopatky turbodmychadla, a proto je pak turbodmychadlo levnější. Výhoda tohoto typu turbodmychadla je plošší křivka točivého momentu, resp. výkonu a širší pásmo otáček, kdy dává turbo maximální tlak, a také je lehčí a jednodušší než bi-turbo. Nevýhodou tohoto turbodmychadla je náročnost lopatek na materiály, složitost a cena.¹⁶



Obrázek 15 Turbo s proměnou geometrií lopatek¹⁶

4.3.5 Variabilní turbodmychadlo „twin-scroll“

Tento typ turbodmychadla (viz Obrázek 16) funguje na principu turbodmychadla „twin-scroll“, avšak s tím rozdílem, že je zde velká, teplu odolná lopatka před turbínou. Ta funguje tak, že za standardní situace, kdy je výfukových plynů málo, jsou všechny klapkou vedeny do jedné půlky klasického turbodmychadla „twin-scroll“. Tím je zvýšena jejich rychlost, turbína se rychleji roztáčí, to znamená menší prodlevu a větší tlak, stejně jako výše. Když pak rostou otáčky motoru a přibývá výfukových plynů, klapka se začíná otevírat, takže do dosud uzavřené půlky turbodmychadla „twin-scroll“ pouští trochu výfukových plynů. Klapka se postupně otevírá až do chvíle, kdy jsou kanály zcela oddělené a pro maximální množství výfukových plynů je maximální prostor. Tento typ turbodmychadla je odolnější a levnější než turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek, ale má stejné výhody, tzn. plošší křivku výkonu v širším spektru otáček motoru. Nevýhodou je jeho vyšší složitost oproti turbodmychadlu „twin-scroll“.¹⁶



Obrázek 16 Variabilní turbodmychadlo „twin-scroll“¹⁶

4.3.6 Elektrická turbodmychadla

Jestliže se k turbodmychadlu přidá elektromotor, nevadí přísun malého množství výfukových plynů v nízkých otáčkách u velkého turbodmychadla, protože k roztočení napomůže elektrina. Tímto se téměř eliminuje prodleva a turbo může dávat maximální tlak v nejširším spektru otáček, i když použijeme jedno velké a jednoduché turbodmychadlo. Nevýhodou je, že nám nestačí pouhý alternátor, takže je potřeba přidat motoru nějaký mikrohíbridní systém. To znamená přidání dalšího elektromotoru/generátoru, který bude vyrábět elektrinu při zpomalování vozidla a akumulátory nebo kondenzátory pro její následné skladování. Nevýhodou tohoto systému je hmotnost a cena.¹⁶

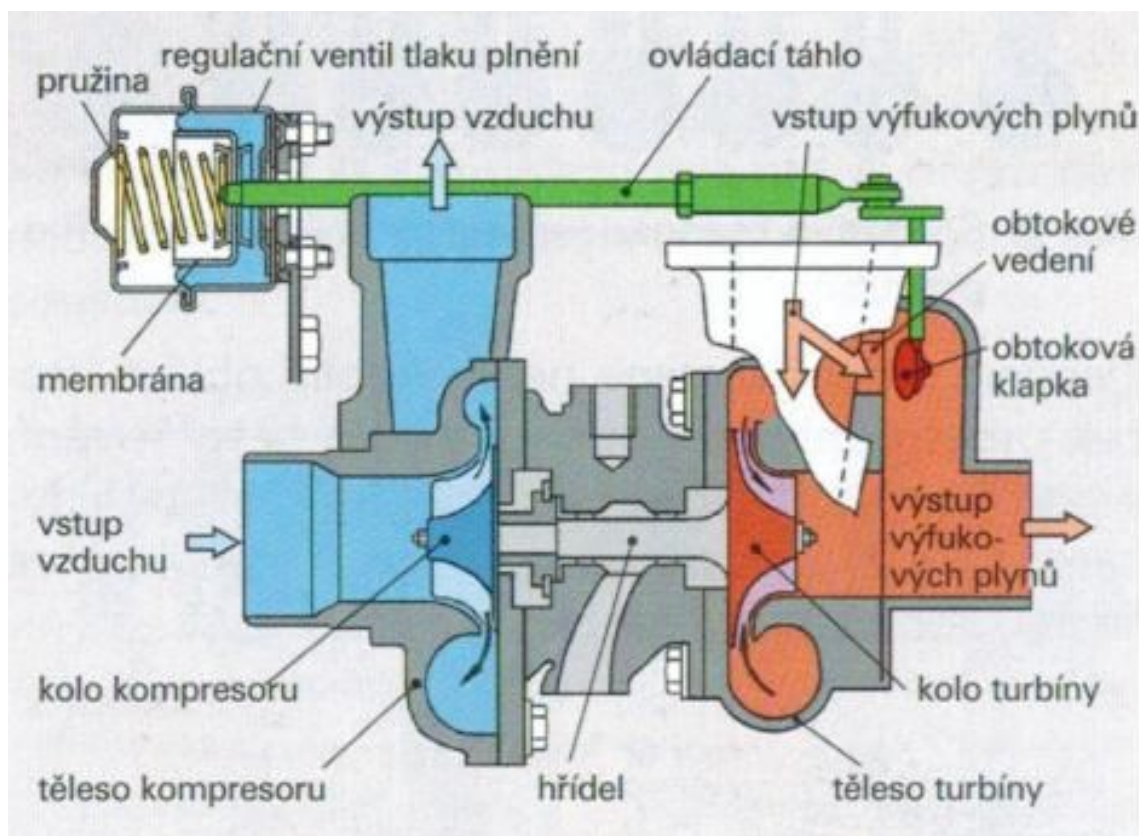
4.4 Regulace plnicího tlaku turbodmychadel

V rozdílných otáčkách dodávají spalovací motory turbíně rozličné dávky energie. Ve vysokých otáčkách dodávají více energie než v otáčkách nízkých. Při přepřínování se maximální účinek požaduje v nízkých otáčkách, aby byla vyvinuta dostatečná síla a zrychlení. Ve vysokých otáčkách jsou zase jednotlivé součástky motoru více namáhány díky přisunu vyššího množství energie ze spalovacího prostoru. Díky tomu je také vyšší riziko poškození turbodmychadla nebo motoru. U motorů zážehových navíc hrozí díky vysokým tlakům také detonační hoření, které je z hlediska účinného provozu motoru nežádoucí. Díky těmto důvodům musíme turbodmychadla regulovat. Mezi nejpoužívanější metody regulace patří:

- Regulace pomocí obtokového ventilu
- Regulace změnou natočení lopatek rozváděcího kola turbíny
- Dvoustupňové přepřínování¹²

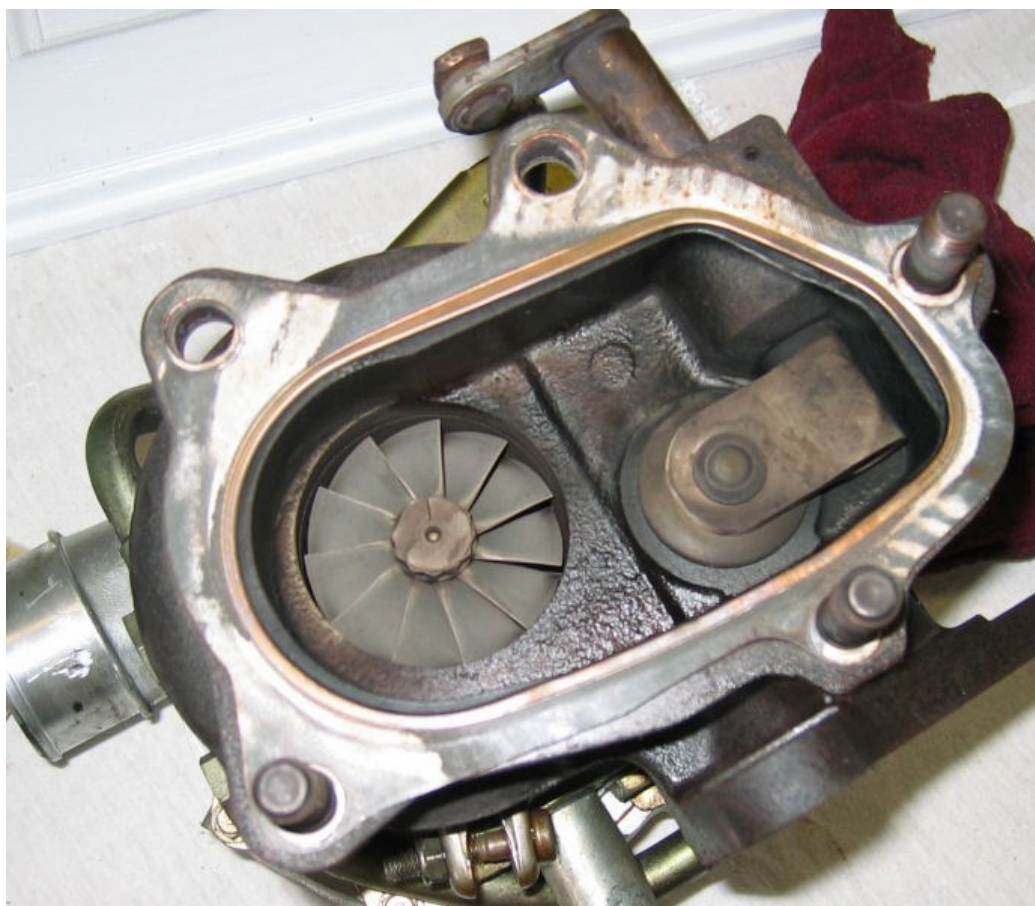
4.4.1 Regulace pomocí obtokového ventilu

Obtokový ventil, anglicky „wastegate“, slouží k regulaci (viz Obrázek 17) množství spalin proudících směrem k turbíně. Jestliže otevřeme ventil, dojde k přemostění částí spalin za turbínové kolo, tím se sníží tlakový spád a kolo se bude otáčet pomaleji, výkon turbíny bude nižší a to se projeví na plnicím tlaku do motoru. Díky použití obtokového ventilu můžeme použít menší turbínová kola, která jsou výhodnější, protože rychleji reagují v nízkých otáčkách a zkracují prodlevu turbodmychadla, což je zpoždění mezi momentem sešlápnutí plynového pedálu a skutečným účinkem turbodmychadla. Ve vysokých otáčkách se otevřením obtokového ventilu zabrání možnému přetočení turbodmychadla.^{12, 14}



Obrázek 17 Princip funkce regulace pomocí obtokového ventilu¹⁵

Momentálně se používají dvě konstrukční řešení obtokového ventilu, a to interní a externí „wastegate“. Interní „wastegate“ (viz Obrázek 18) je zabudován přímo do turbínové skříně ve volutě před turbínové kolo. Ovládání uzavírání obtokového ventilu je řešeno pákovým mechanismem ovládaným pomocí aktuátoru připevněného zevnějška na turbodmychadlo. Aktuátor je pneumatický, hydraulický nebo elektronický. V automobilovém průmyslu se nejčastěji používá pneumatické ovládání díky své jednoduchosti a ceně. Hydraulické ovládání se využívá zejména u leteckých pístových motorů. V poslední době se do popředí dostávají elektronické aktuátory. Jsou přesné a spolehlivé, ale na druhou stranu jsou podstatně dražší než pneumatické aktuátory. Externí „wastegate“ (viz Obrázek 19) je umístěn mimo samotné turbodmychadlo, zpravidla na výfukové potrubí, a tvoří ho celek ventilu s aktuátorem. Ventil se umísťuje do sacího traktu na výstup z chladiče. V případě rychlého uzavření škrtkové klapky se díky nárůstu tlaku ventil otevře a přetlak odpustí do atmosféry. Externí „wastegate“ se používá především pro upravované motory.^{12, 14}



Obrázek 18 Turbodmychadlo s interním obtokovým ventilem¹⁷



Obrázek 19 Externí wastegate¹⁷

5 Vytvoření CFD modelu stávajícího konstrukčního řešení

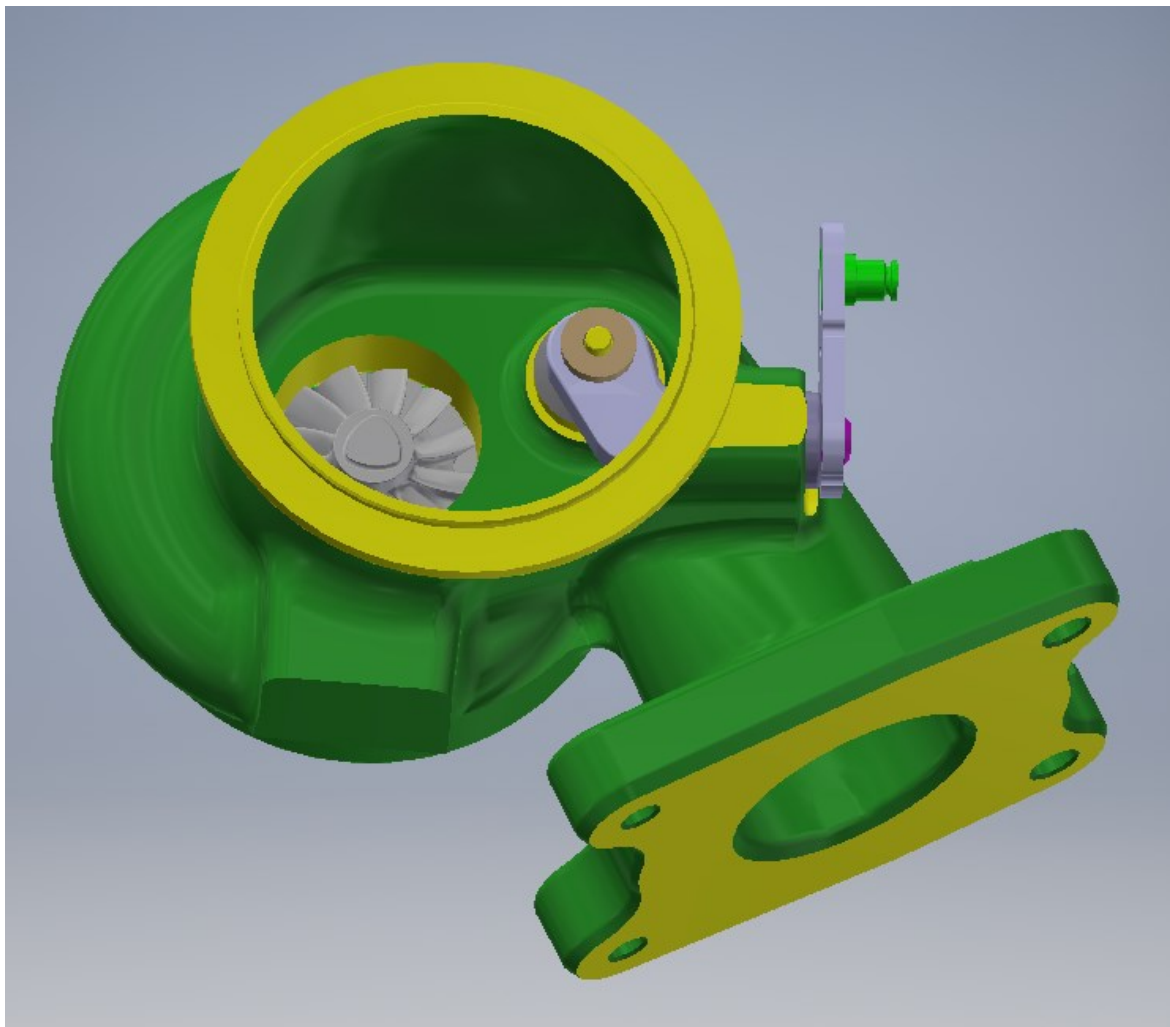
V následující kapitole nejdříve popíšu základní rovnice, používané při tvorbě CFD simulace v programu ANSYS 2019. Dále provedu rozbor konstrukce stávajícího řešení. Poté stávající model upravím v programu Autodesk Inventor Professional 2019, tak abych ho zjednodušil a zbavil se problémových míst. Nakonec zpracuji CFD simulaci v programu ANSYS 2019, kterou vyhodnotím a navrhnu další postup. Turbodmychadlo je vyráběno společností Garrett Advancing Motion na zakázku a proto mohu uvést jen základní charakteristiku, která je následující.

Charakteristika turbodmychadla:

- maximální teplota 760 °C
- maximální tlak před turbínou 3.5 bar
- průtok odpovídající použití na motoru zdvihového objemu cca 3,5 litrů při použití EGR
- max otáčky cca 180 000 1/min
- ložiskový systém: poloplovoucí kluzná ložiska
- mazání olejem 0W20
- bez vodního chlazení
- regulace: WG s elektrickým aktuátorem
- použití: naftový motor pro pracovní stroj
- materiál turbínové skříně: litina
- A/R: 0,45
- materiál kompresorové skříně: hliník
- rozsah možných průměrů kompresorových kol: 49 až 52 mm

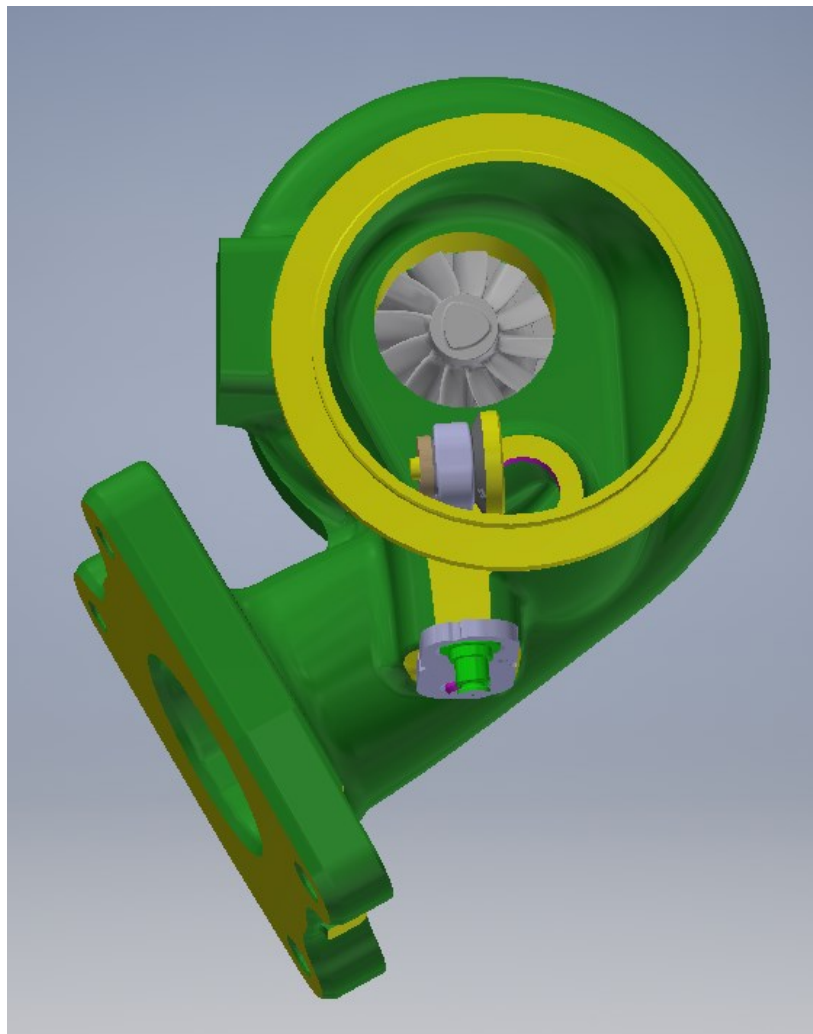
5.1 Rozbor a úprava stávajícího konstrukčního řešení

Od firmy Garrett Advancing Motion jsem obdržel STEP model stávajícího řešení, ten jsem si následně převedl do formátu programu Inventor (viz Obrázek 20). V stávajícím řešení je obtokový ventil umístěn vedle výstupu z turbíny. Otevírací mechanismus je ovládán pomocí aktuátoru, který otáčí hřídelí, na kterou je připevněn příklopný uzávěr ventilu.

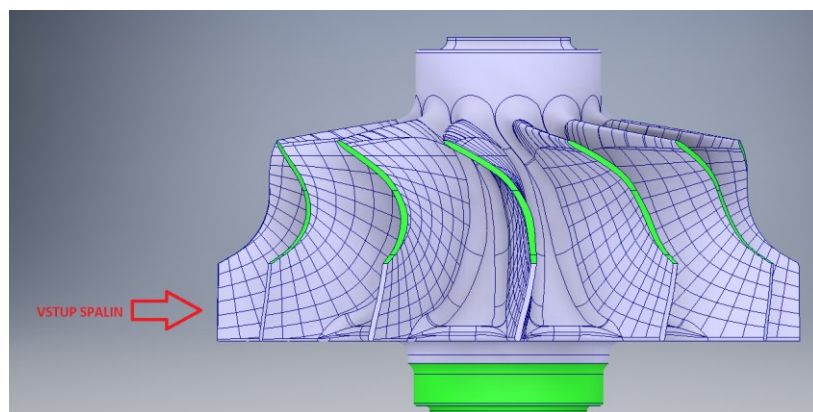


Obrázek 20 Stávající konstrukční řešení turbodmychadla s uzavřeným obtokovým ventilem

Stávající řešení je jednoduché koncepce, která je robustní a spolehlivá. Když se podíváme na obrázek turbodmychadla s otevřeným ventilem (viz Obrázek 21) a na tvar turbíny (viz Obrázek 22) je zřejmé, že spaliny z ní vystupují v pravotočivé spirále a předpokládám že budou kolidovat s otevřeným uzávěrem ventilu a tím budou vznikat turbulence. I když je ventil uzavřen, tak předpokládám že tvar stěn za turbínou není ideální pro usměrnění proudu spalín.

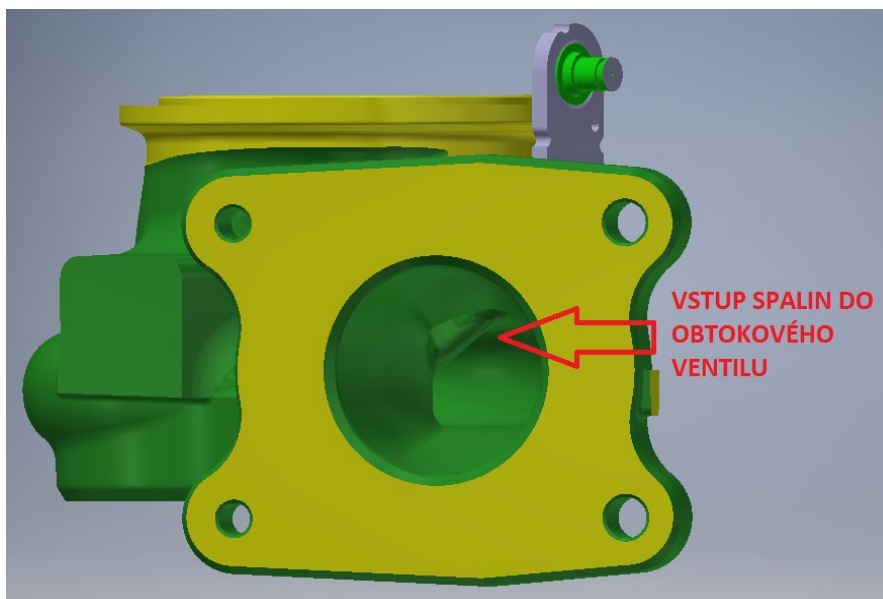


Obrázek 21 Stávající konstrukční řešení turbodmychadla s otevřeným obtokovým ventilem

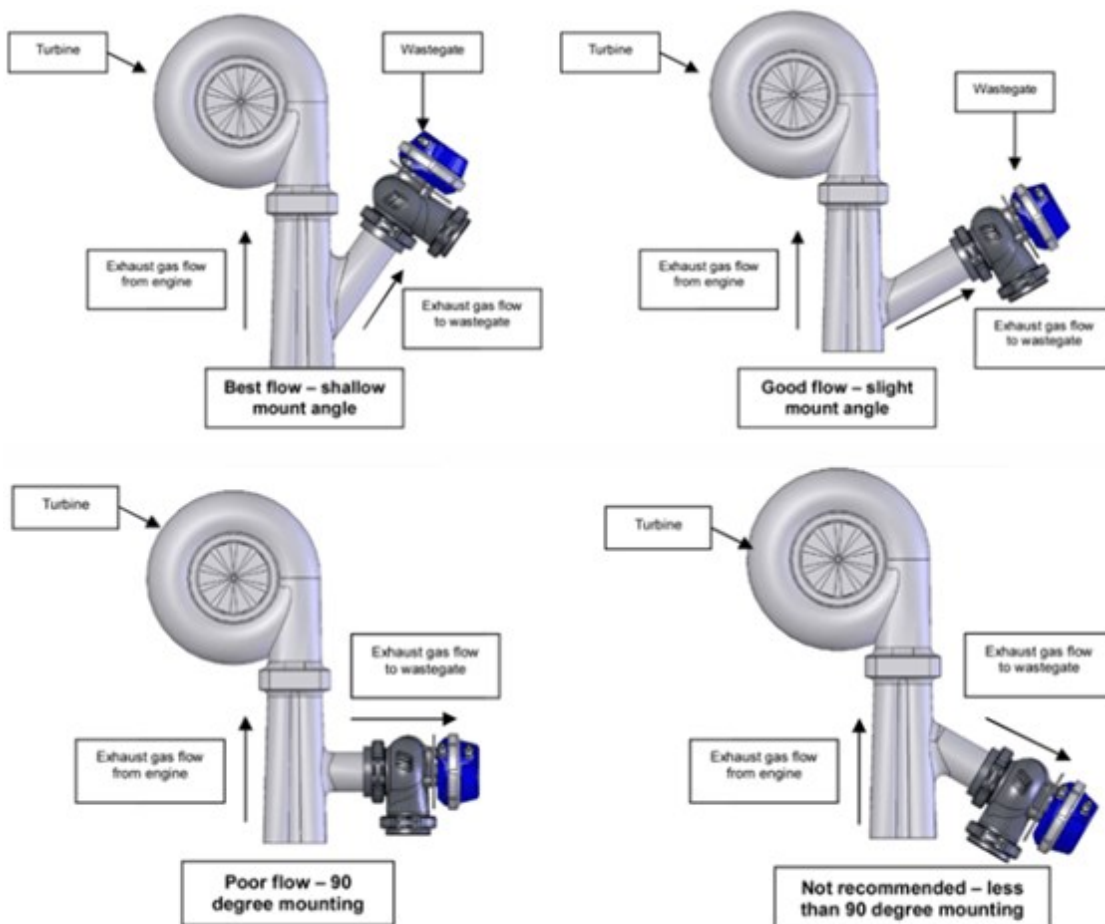


Obrázek 22 Pohled na tvar lopatek turbínového kola

Zároveň je také vstup spalín do obtokového ventilu v pravém úhlu, což není pro jejich proudění ideální (viz Obrázek 23). Zásady pro proudění spalín do obtokového ventilu jsou vysvětleny na následujícím obrázku (viz obrázek 24).

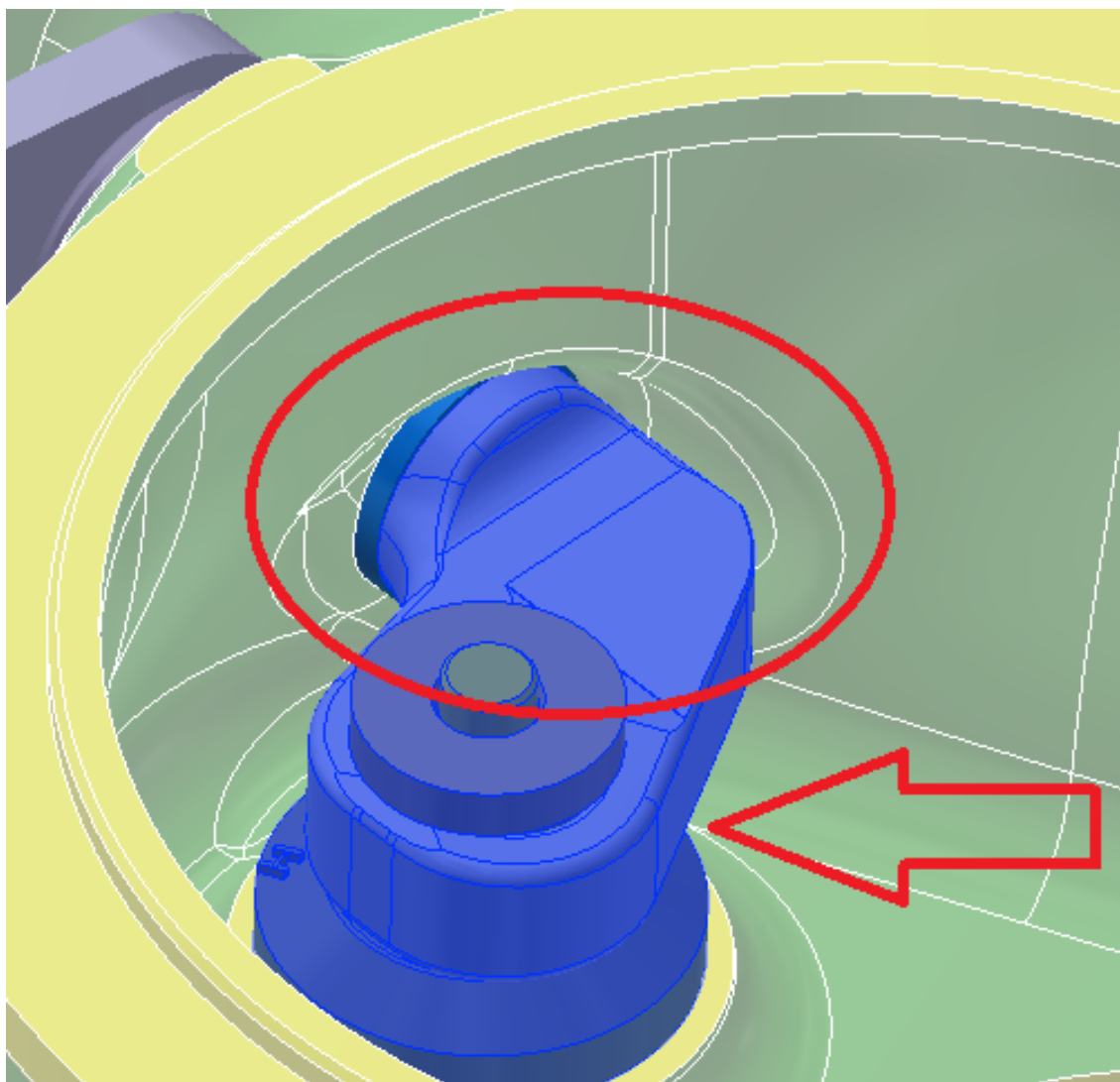


Obrázek 23 Pohled na vstup obtokového ventilu z voluty turbodmychadla stávajícího konstrukčního řešení



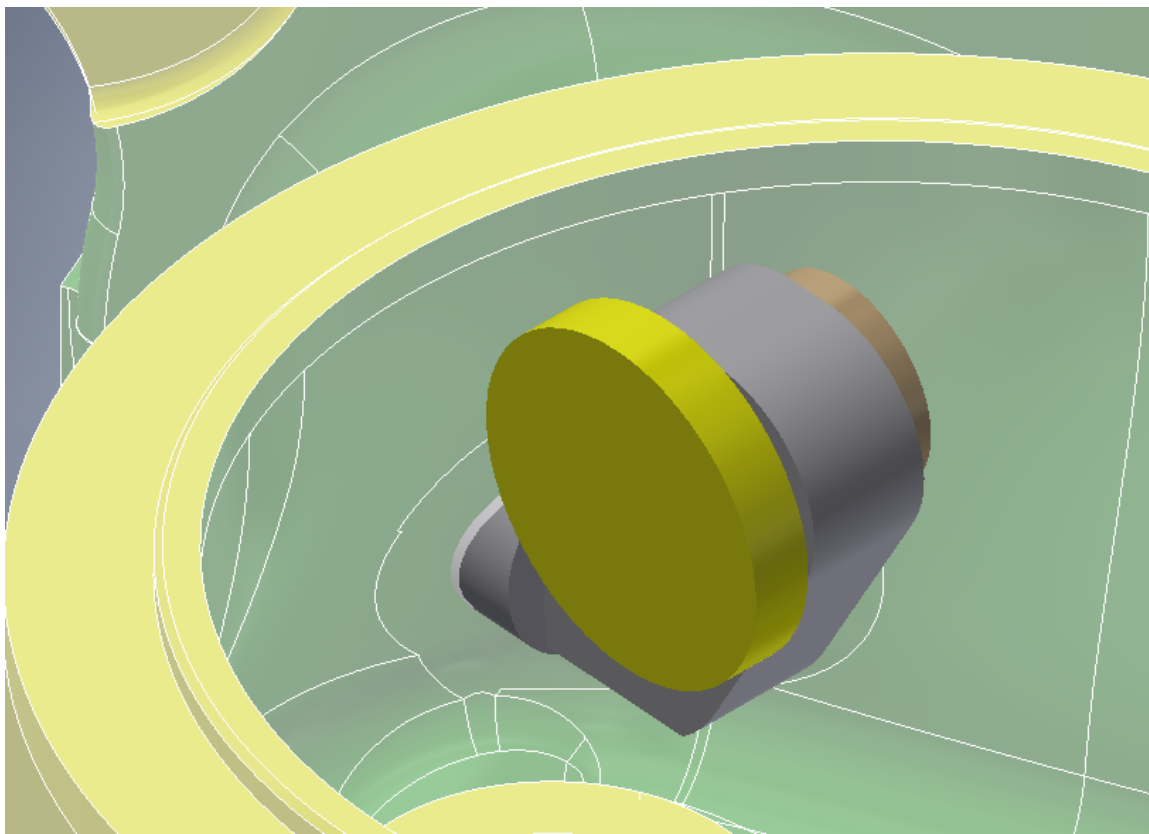
Obrázek 24 Zásady pro správné proudění spalín do obtokového ventilu

Jako problémová místa jsem identifikoval uzavírací mechanismus a vybrání v turbínové skříni (viz Obrázek 25). Oba prvky jsou složité konstrukce a proto se je budu snažit zjednodušit.



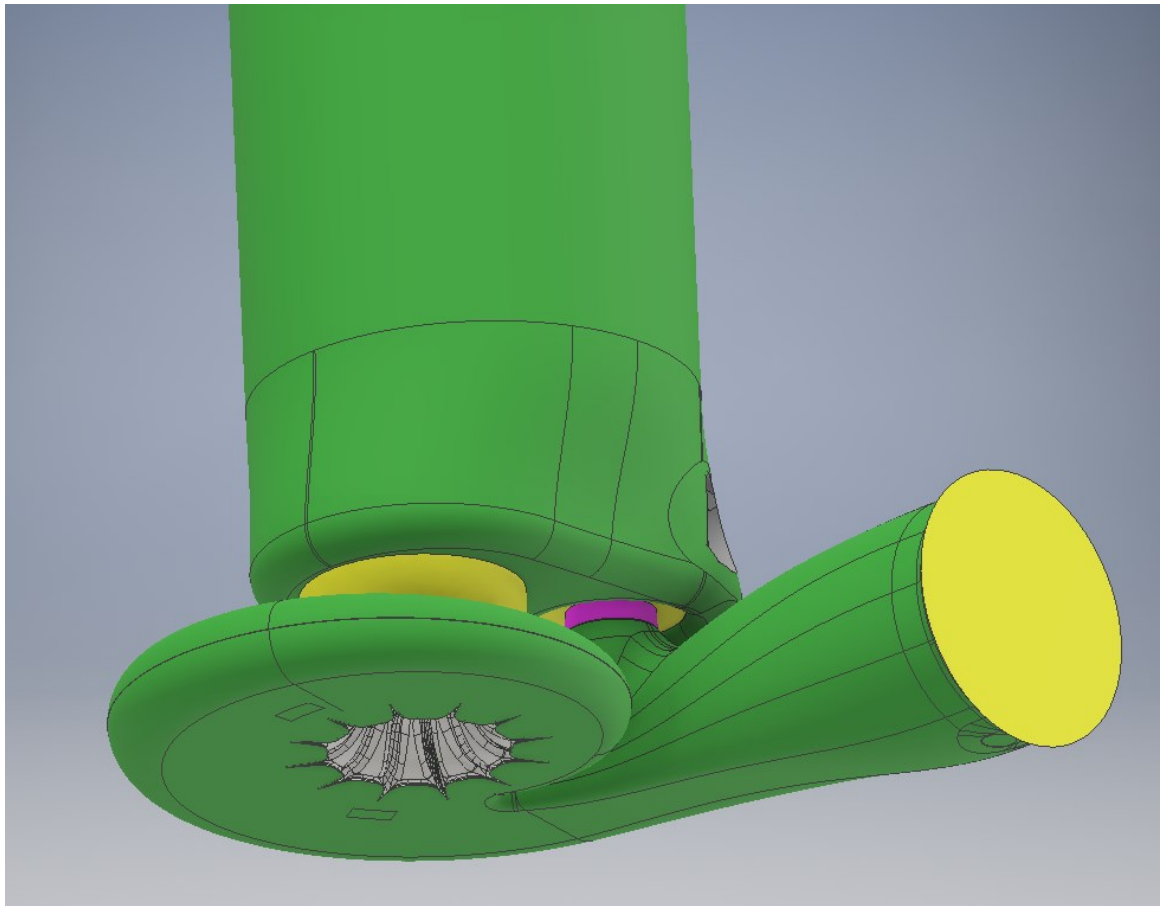
Obrázek 25 Pohled na problémová místa stávajícího konstrukčního řešení

Dříve popsané problémy jsem opravil tak, že vybrání jsem zacelil a vytvořil nový zjednodušený model uzavíracího mechanismu (viz Obrázek 26). Abych model zjednodušil, tak jsem také odstranil součásti, které jsou nepotřebné pro zhotovení CFD simulace.



Obrázek 26 Pohled na zjednodušený model stávajícího konstrukčního řešení

Dále jsem potřeboval vytvořit vnitřní výplň konstrukce, která bude tvořit základní model pro následnou CFD simulaci. Toho jsem dosáhl tak, že jsem v programu Autodesk Inventor na stávající model připevnil 0,5m dlouhé potrubí, které nám v simulaci bude sloužit pro porovnání výsledků ustálenosti proudění. Dále jsem sestavu nahradil obalem a tak z ní udělal jednotnou součást. Poté jsem dal vytvořit novou součást a funkcí „odvodit“ do ní vložil vytvořený obal sestavy. Vstupní a výstupní otvor jsem uzavřel hraničními záplatami funkcí „ořezat“ jsem vyplnil vnitřek modelu. Následně jsem funkcí „odvodit“ znovu vložil dříve vytvořený obal sestavy. Poté jsem funkcí „kombinovat“ vytvořil rozdíl těchto dvou součástí a tím jsem dostal výsledný vnitřní prostor (viz Obrázek 27).



Obrázek 27 Vnitřní výplň turbodmychadla stávajícího konstrukčního řešení

5.2 Vytvoření CFD simulace

Pro vytvoření CFD simulace použiji tyto hodnoty:

- Hmotnostní tok: 41 g/s
- Teplota spalin před turbínou: 544°C

Nejdříve jsem zjistil parametry spalin a ty jsou následovné (viz Tabulka 1):

Objemová koncentrace složek spalin při tlaku 101325Pa⁴:

13%CO₂, 11%H₂O, 76%N₂

Tabulka 1 Parametry spalin⁴

t °C	ρ $kg \cdot m^{-3}$	C_p $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$\lambda \cdot 10^2$ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	$\alpha \cdot 10^6$ $m^2 \cdot s^{-1}$	$\eta \cdot 10^6$ $Pa \cdot s$	$\nu \cdot 10^6$ $m^2 \cdot s^{-1}$	Pr
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62

Pomocí lineární interpolace vypočtu parametry spalín pro 544°C. pro tento výpočet použijeme následující vzorec⁴:

$$y = y_0 + (x - x_0) \cdot \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \quad [-] \quad (6)$$

Kde za x_1 dosadíme teplotu spalín 600°C, za x_0 dosadíme teplotu spalín 500°C, za x dosadíme teplotu spalín 544°C, za y_1 dosadíme interpolovanou hodnotu pro 600°C a za y_0 dosadíme interpolovanou hodnotu pro 500°C. Pro názornost provedu interpolační výpočet hustoty spalín pro 544°C.

$$\rho = \rho_0 + (t - t_0) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{t_1 - t_0} \quad [kg.m^{-3}] \quad (7)$$

kde t_1 vyšší teplota spalín⁴ [°C]

kde t_0 nižší teplota spalín⁴ [°C]

kde t teplota spalín, pro kterou počítáme hodnoty⁴ [°C]

kde ρ_1 hustota spalín pro teplotu⁴ 600°C [kg.m⁻³]

kde ρ_0 hustota spalín pro teplotu⁴ 500°C [kg.m⁻³]

kde ρ hustota spalín pro teplotu⁴ 544°C [kg.m⁻³]

Dosadím do vzorce hodnoty:

$$\rho = 0,457 + (544 - 500) \cdot \frac{0,405 - 0,457}{600 - 500} \quad [kg.m^{-3}] \quad (8)$$

$$\rho = 0,434 \text{ kg.m}^{-3}$$

Stejným způsobem vypočtu jsem vypočetl všechny zbylé hodnoty a dosadil do následující tabulky (viz Tabulka 2).

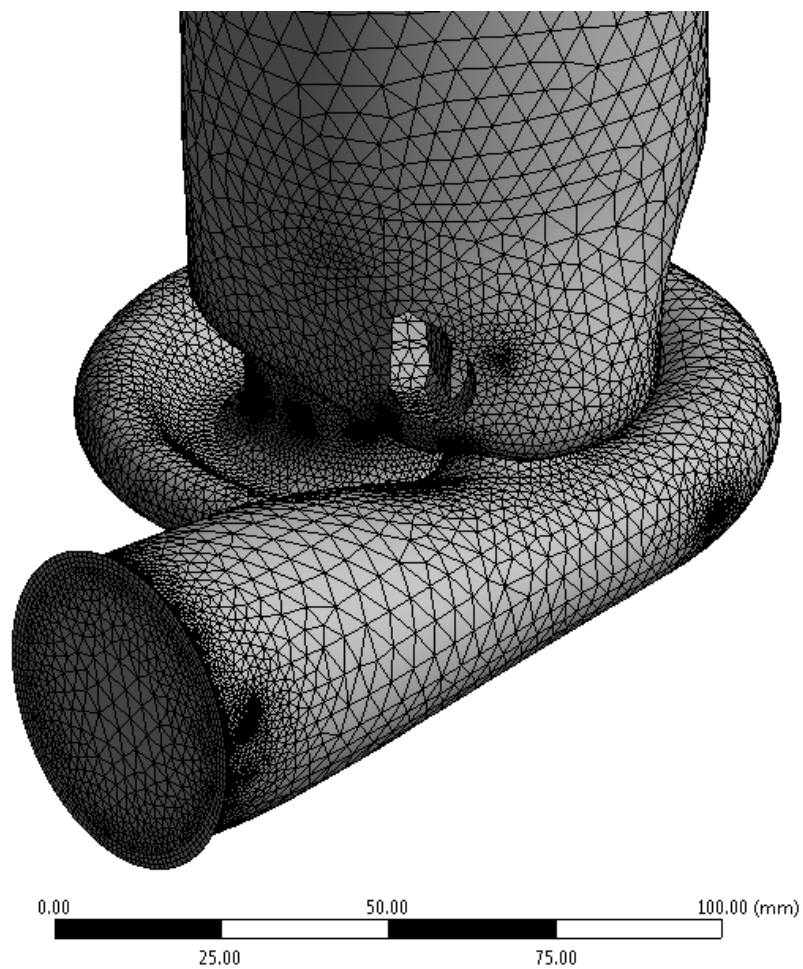
Tabulka 2 Vypočtené parametry spalín

t	ρ	C_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\alpha \cdot 10^6$	$\eta \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
°C	kg.m ⁻³	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	m ² .s ⁻¹	Pa.s	m ² .s ⁻¹	
544	0,434	1,198	6,94	134,2	36,2	83,92	0,626

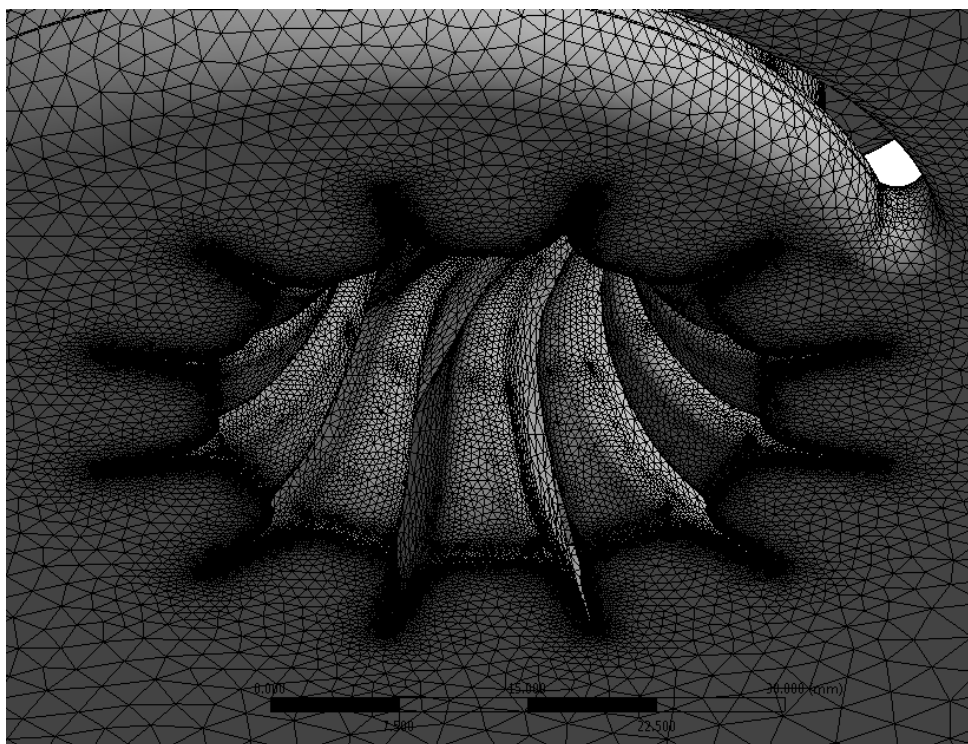
Nyní již mám všechny potřebné parametry pro vytvoření simulace. První jsem otevřel součástku v programu ANSYS 2019, kde jsem následně vytvořil „mesh“ (viz Obrázky 28,29,30).



Obrázek 28 Vytvořený „mesh“ stávajícího konstrukčního řešení

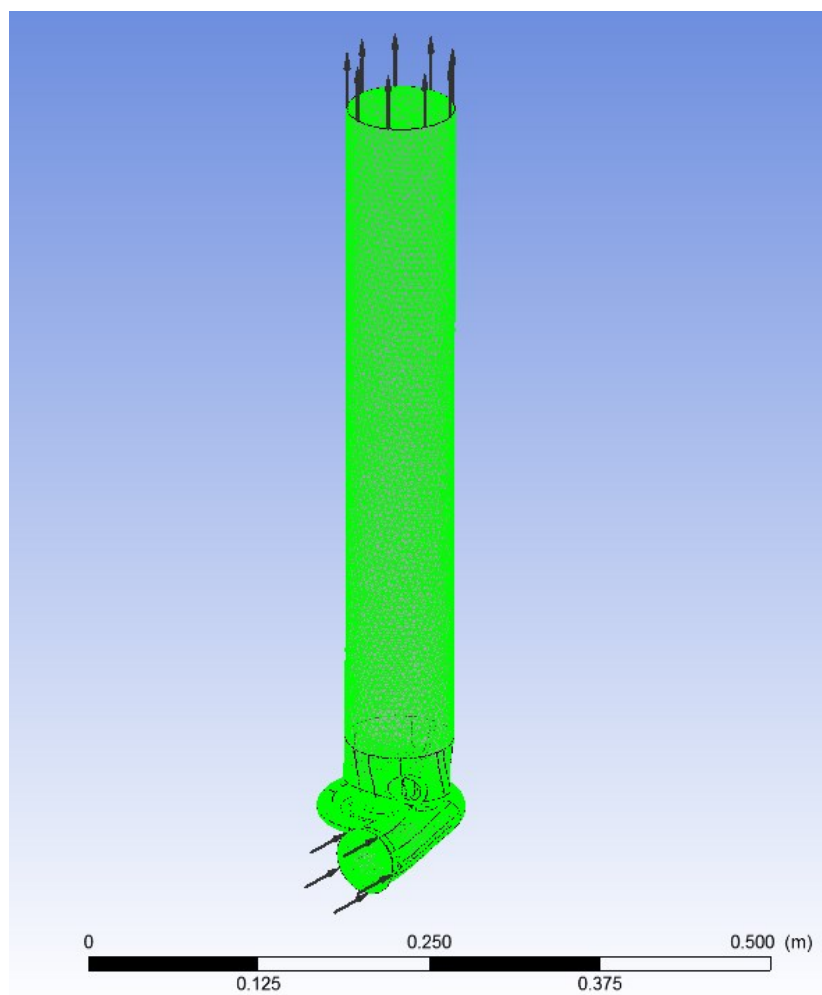


Obrázek 29 Přiblížený pohled na volutu turbodmychadla stávajícího konstrukčního řešení

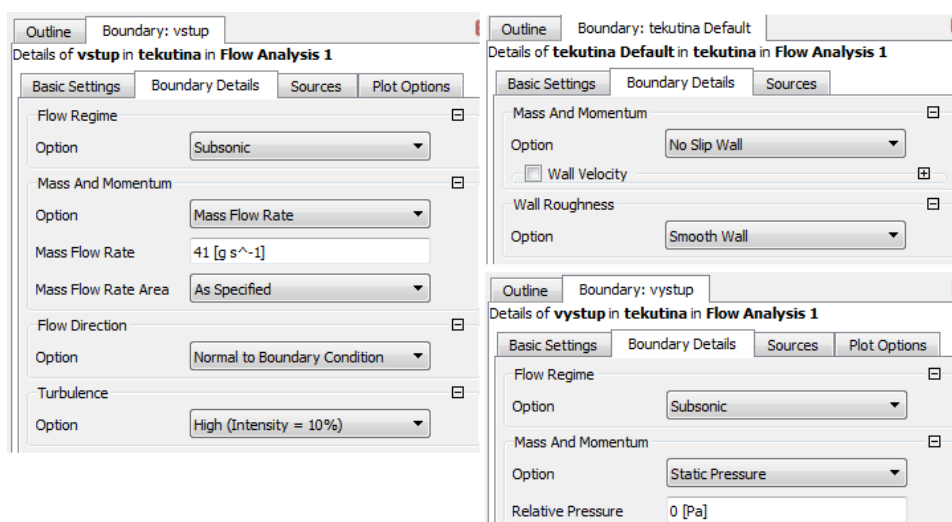


Obrázek 30 Přiblížený pohled na vymodelovaný „mesh“ turbíny stávajícího konstrukčního řešení

Poté co jsem vytvořil „mesh“ součástky, tak jsem zadal do nastavení modelu (viz Obrázek 31) potřebné parametry (viz Obrázek 32).

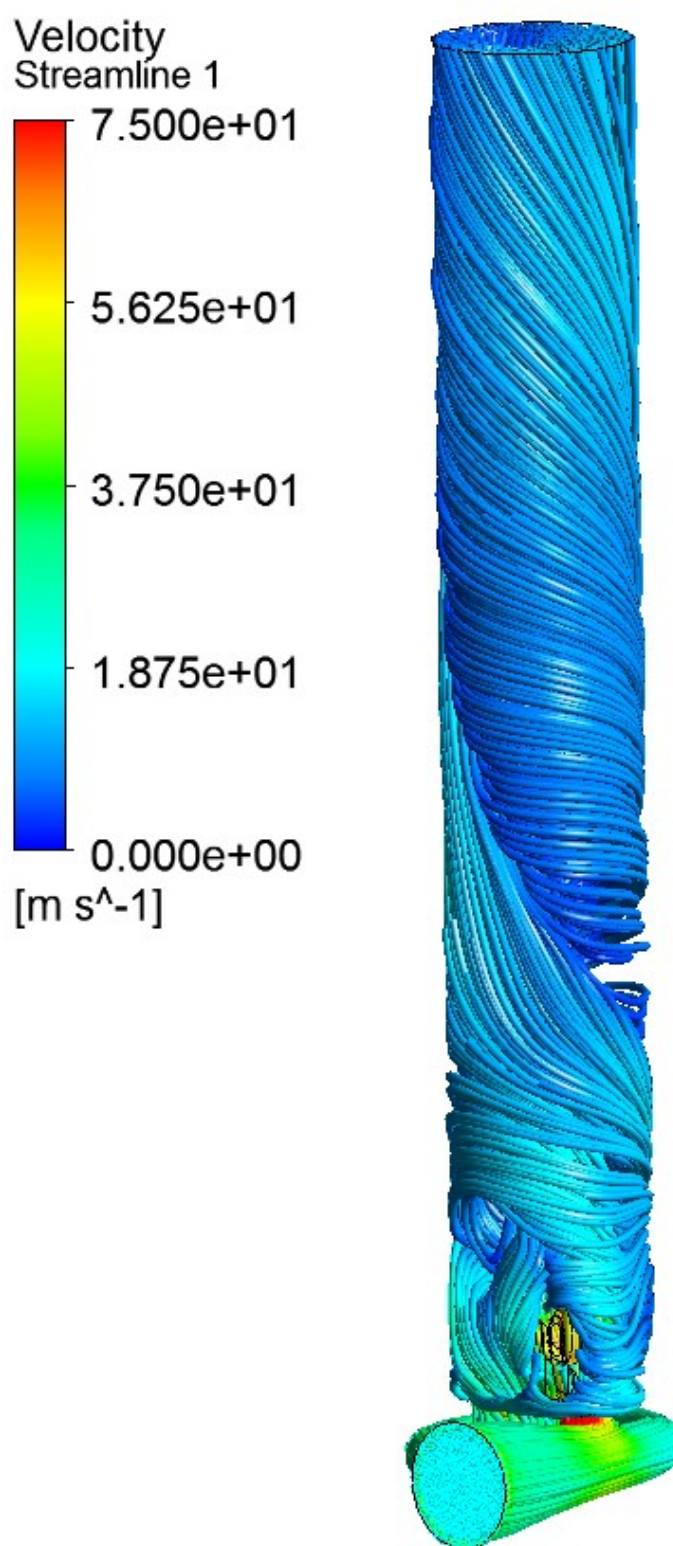


Obrázek 31 Nastavení modelu stávajícího konstrukčního řešení pro simulaci



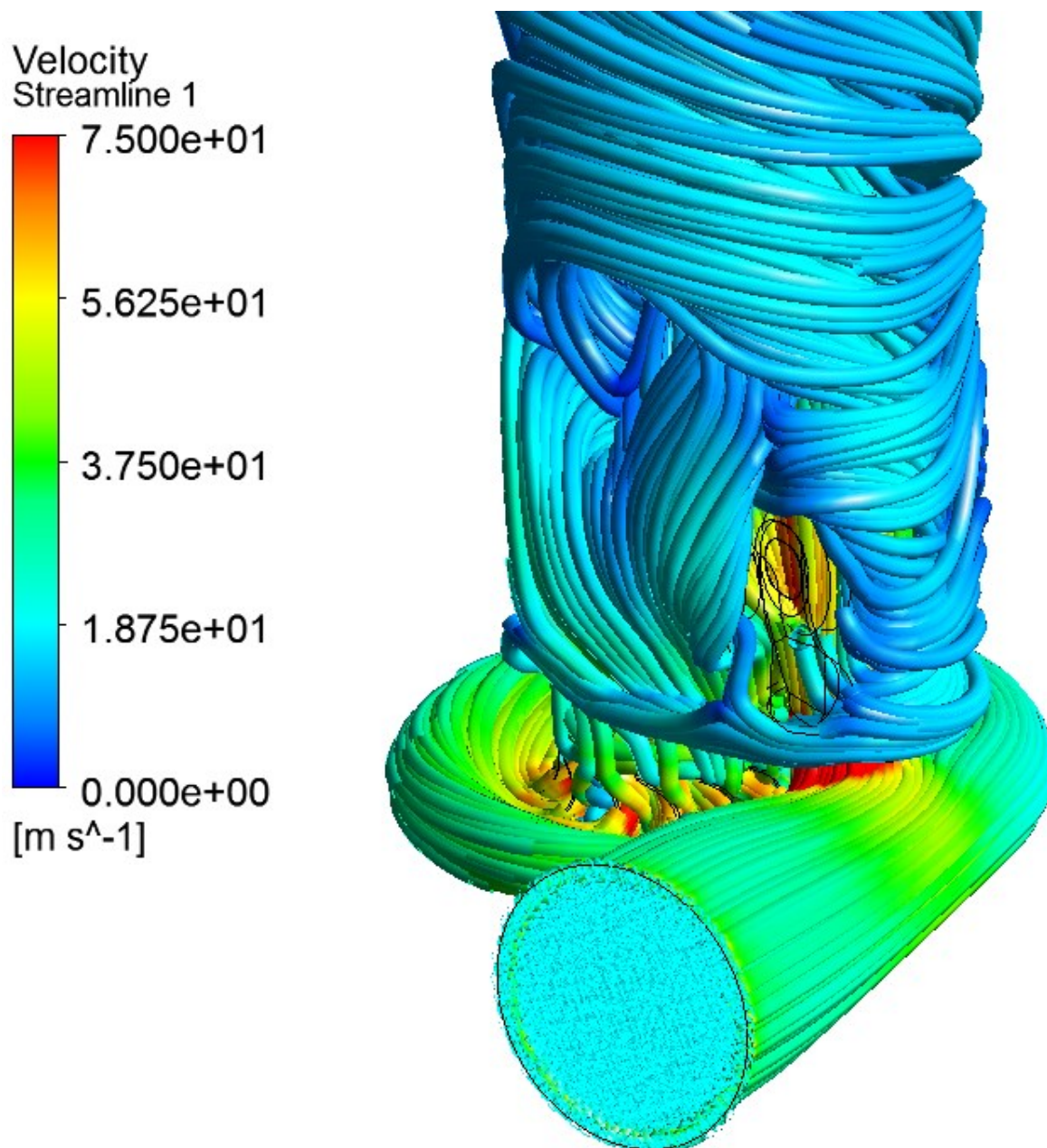
Obrázek 32 Zadané parametry pro vytvoření simulace stávajícího konstrukčního řešení

Po nastavení všech potřebných parametrů, jsem spustil CFD simulaci. Simulace je provedena pro prvotní moment náběhu turbodmychadla, kdy se turbína netočí. Výsledné grafické znázornění proudění spalín lze vidět na následujícím obrázku (viz Obrázek 33).



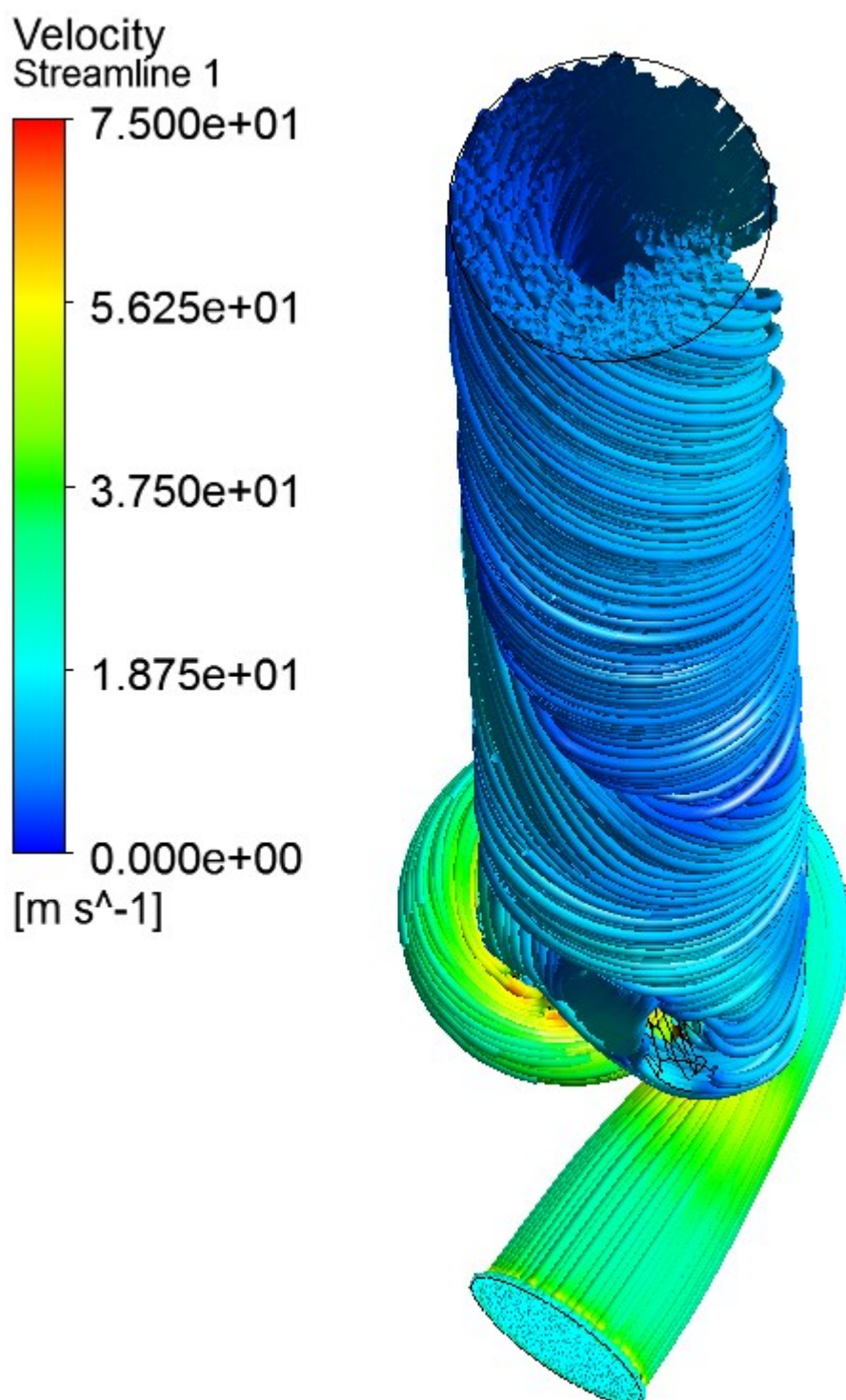
Obrázek 33 Simulace proudění spalín pro stávající konstrukční řešení

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 34) je zřetelně vidět tvorba turbulencí díky otevřenému uzávěru obtokového ventilu.



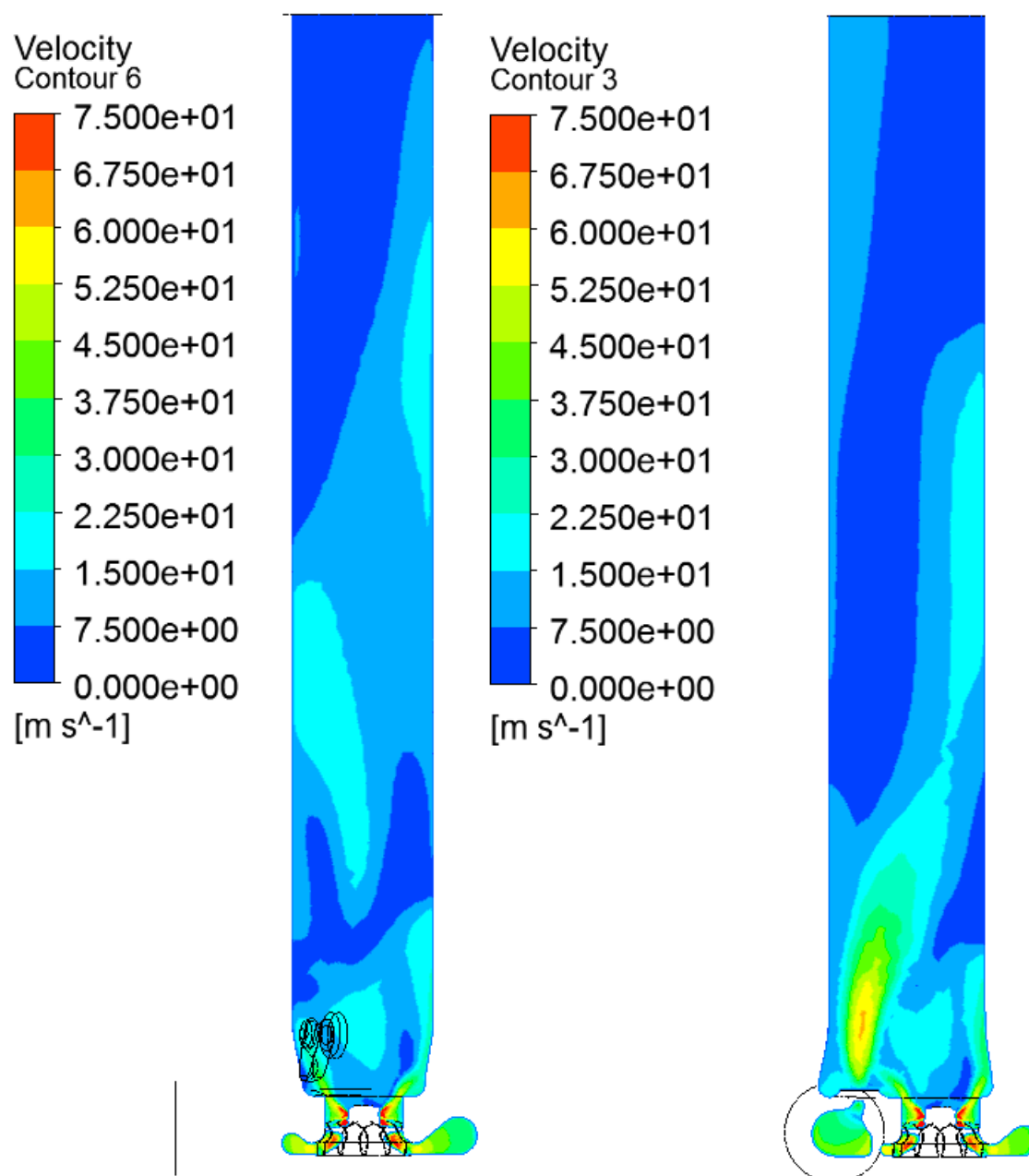
Obrázek 34 Přibližný pohled na simulaci proudění spalin pro původní konstrukční řešení

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 35) lze vidět pohled shora na vytvořenou simulaci.



Obrázek 35 Pohled shora na simulaci proudění spalin pro původní konstrukční řešení

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 36) je pohled na průběh rychlosti proudících spalín znázorněný plošnými řezy skrz roviny XY a XZ původního konstrukčního řešení.”



Obrázek 36 Pohled na průběh rychlosti proudících spalín znázorněný plošnými řezy skrz roviny XY a XZ stávajícího konstrukčního řešení

Z vytvořených simulací je patrné že mé předpoklady byly správné a v tomto konstrukčním řešení se vytvářejí velké turbulence, díky otevíracímu mechanismu obtokového ventilu a tvaru stěn turbínové skříně. Proto se v návrhu nových konstrukčních řešeních zaměřím na tento problém.

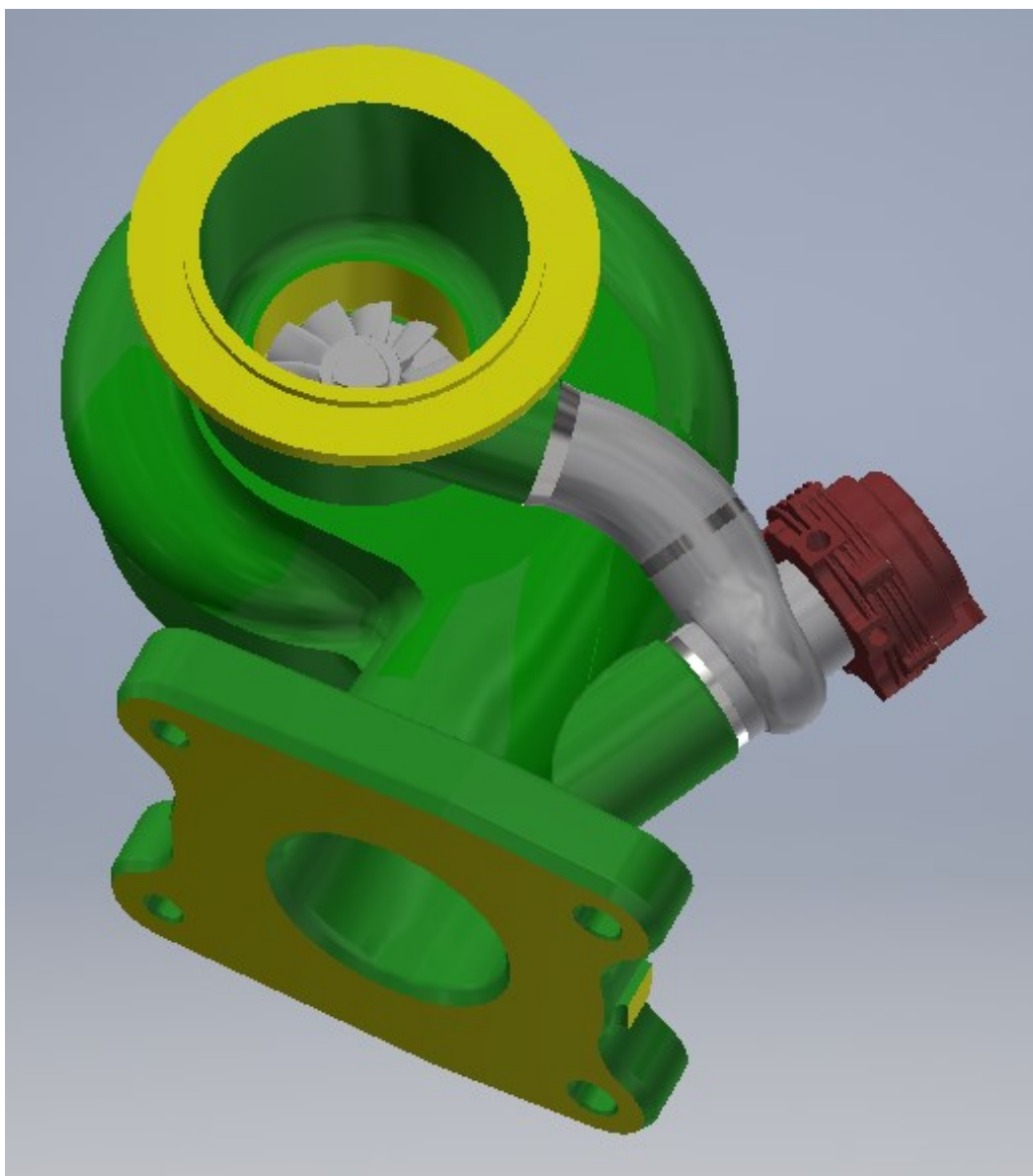
6 Návrh nových konstrukčních řešení obtokového ventilu

V následující kapitole se budu věnovat návrhu nových konstrukčních řešení za pomoci programu Autodesk Inventor Professional 2019. Při tvorbě nových návrhů využiji poznatků, které jsem obdržel tvorbou CFD simulace stávajícího konstrukčního řešení.

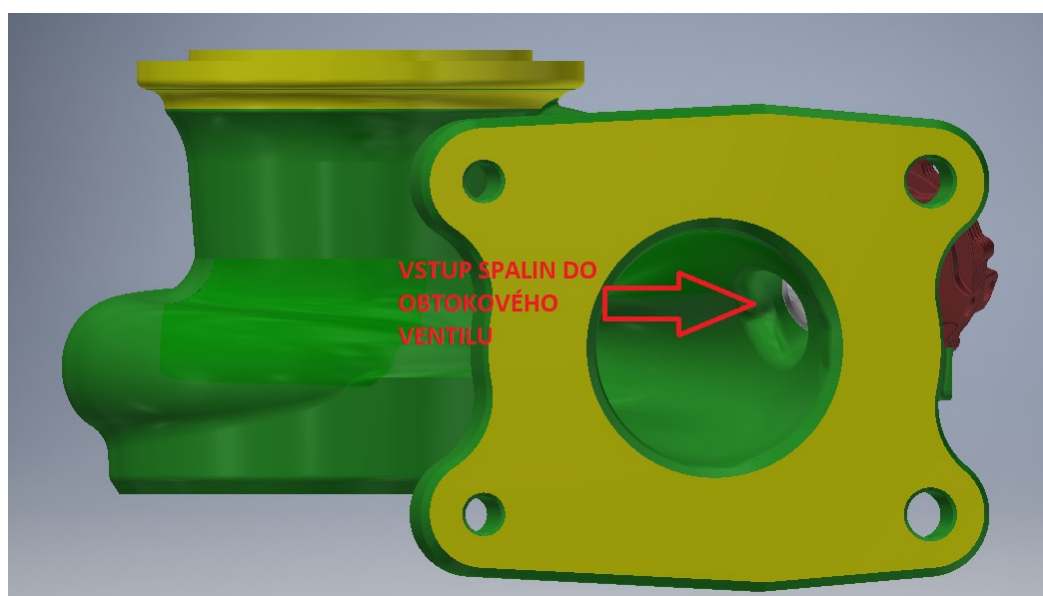
6.1 Návrh prvního konstrukčního řešení

V prvním konstrukčním řešení se pokusím vytvořit vstup do obtokového kanálu v co možná nejostřejším úhlu podle zásad správného proudění na obtokový ventil. Dále musím vyřešit problém usměrnění proudu spalín vystupujících z obtokového kanálu se spalínami v hlavním proudu, vystupujícími z turbíny. Proto jsem se rozhodl v prvním návrhu zkonstruovat řešení podobné externímu obtokovému ventilu, avšak s výstupem zavedeným hned za turbínu ve směru usměrnění s hlavním tokem spalín. V dané konstrukci je uzavírání řešeno přitlačným ventilem v axiální poloze ku přichozímu toku spalín. Po jeho otevření proudí spaliny dále v pravém úhlu ku směru, ve kterém přicházejí.

Vytvořený návrh (viz Obrázek 37) se skládá z turbínové skříně, turbínového kola, ovládacího mechanismu ventilu a vodícího potrubí. Tvar stěn za turbínou byl celý přepracován díky změně mechanismu obtokového ventilu, nyní má jednoduchý kruhový tvar, uzpůsobený pro lepší vedení proudu spalín po výstupu z turbíny. Ovládací mechanismus a vodící potrubí jsou spolu svařeny a následně jsou navařeny na turbínovou skříň. Tohle spojení není ideální, protože je nerozebíratelné a při poruše jedné z částí nastává problém s její výměnou, avšak díky malým rozměrům turbodmychadla nejde spoj provést jiným způsobem. Vstup spalín na obtokový ventil je proveden v ostrém úhlu (viz Obrázek 38), podle zásad dobrého proudění.

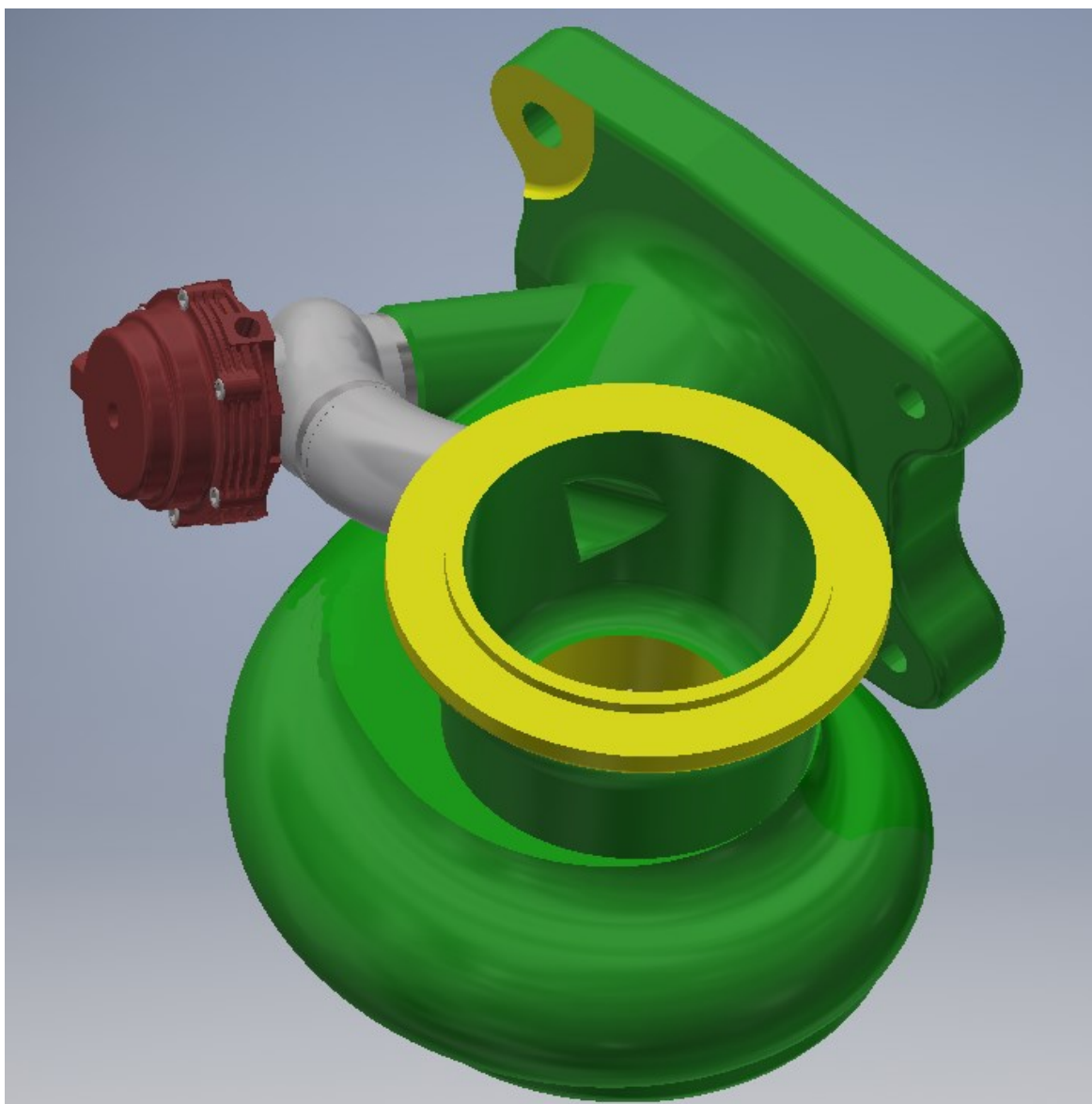


Obrázek 37 Pohled na svařenec prvního konstrukčního řešení



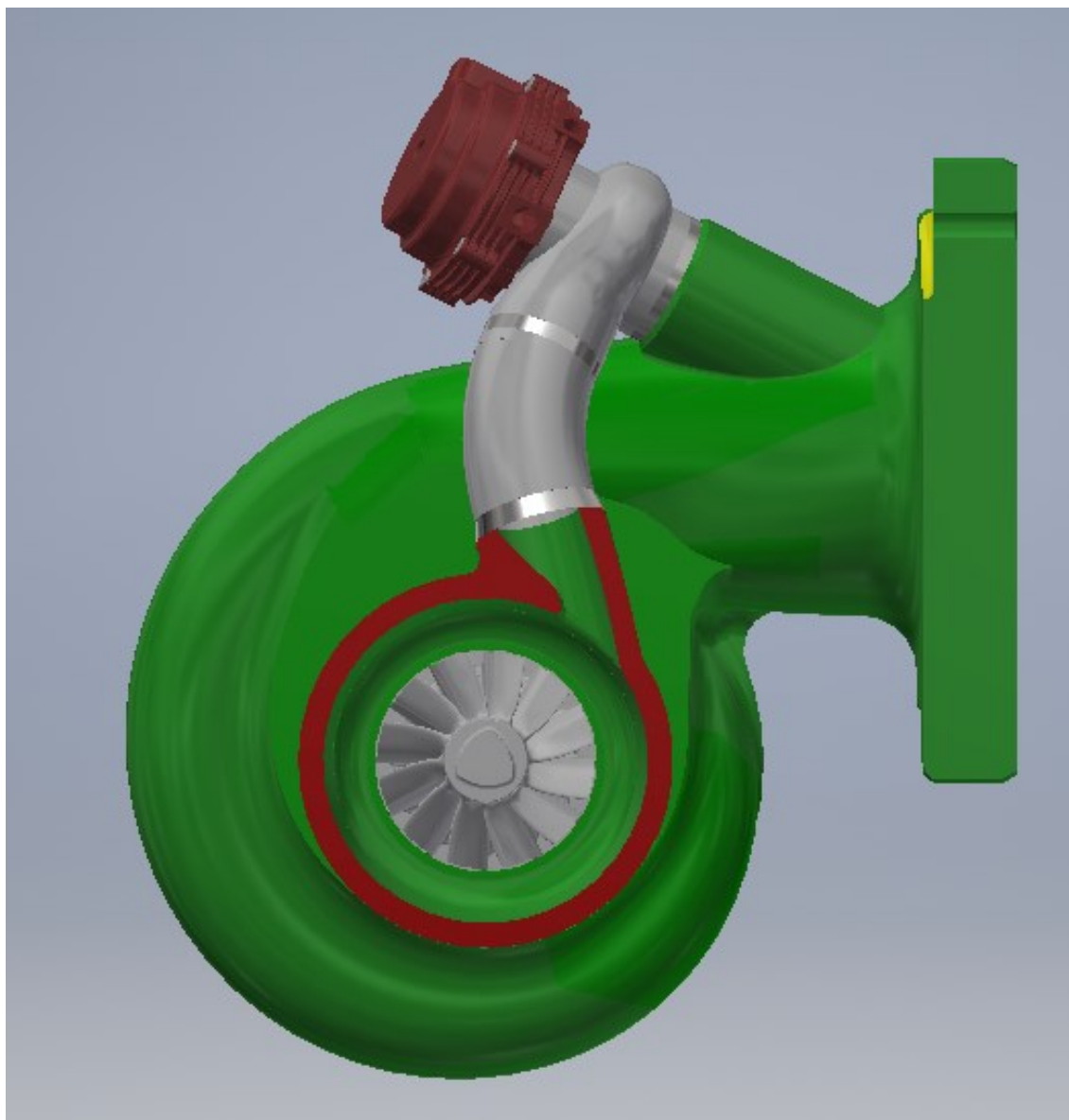
Obrázek 38 Pohled na vstup spalín do obtokového kanálu prvního konstrukčního řešení

Výstup spalin z obtokového kanálu je navržen tak, aby vedl proud směrem vzhůru a zároveň tak, aby se svezl po stěnách skříně (viz obrázek 34) a kopíroval hlavní proud spalin tvořící pravotočivou spirálu.



Obrázek 39 Pohled na výstup spalin z obtokového kanálu prvního konstrukčního řešení

Na následujícím obrázku je viditelný řez turbínovou skříní v místě výstupu spalín z obtokového kanálu (viz obrázek 40). Výstup je navržen tak, že jeho tvar přechází po šikmině z kruhového na půlkruhový, aby spaliny lépe obtékaly stěny turbínové skříně a nekolidovaly s hlavním proudem spalín vycházejícím z turbíny.

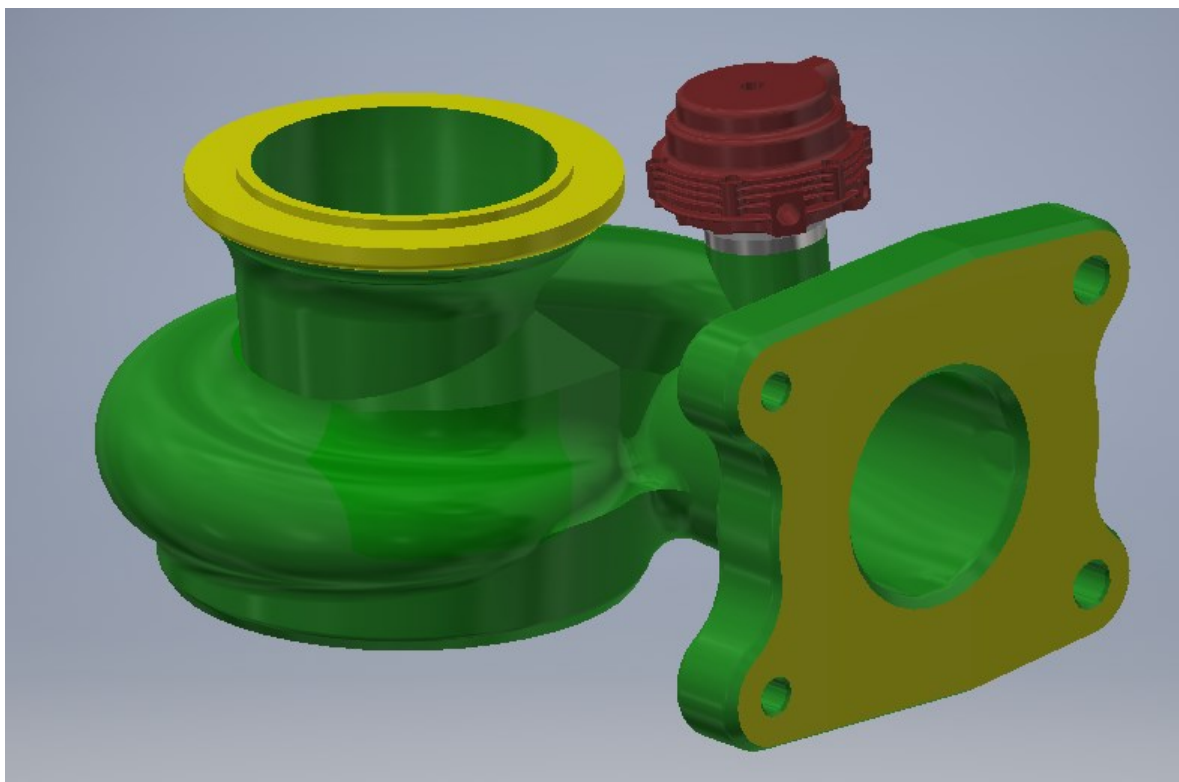


Obrázek 40 Řez turbínovou skříní v místě výstupu spalín z obtokového kanálu prvního konstrukčního řešení

V tomto návrhu je lépe řešen vstup i výstup spalín z obtokového ventilu, avšak díky tomu se výrazně prodloužila trasa, kterou spaliny musí přes obtokový ventil urazit. A také díky konstrukci uzavírání ventilu musí spaliny v tomto místě změnit směr proudění do pravého úhlu, čímž zde bude docházet k přehřívání, zpomalení proudu spalín a turbulencím. Proto se na tenhle problém zkusím zaměřit v dalším návrhu.

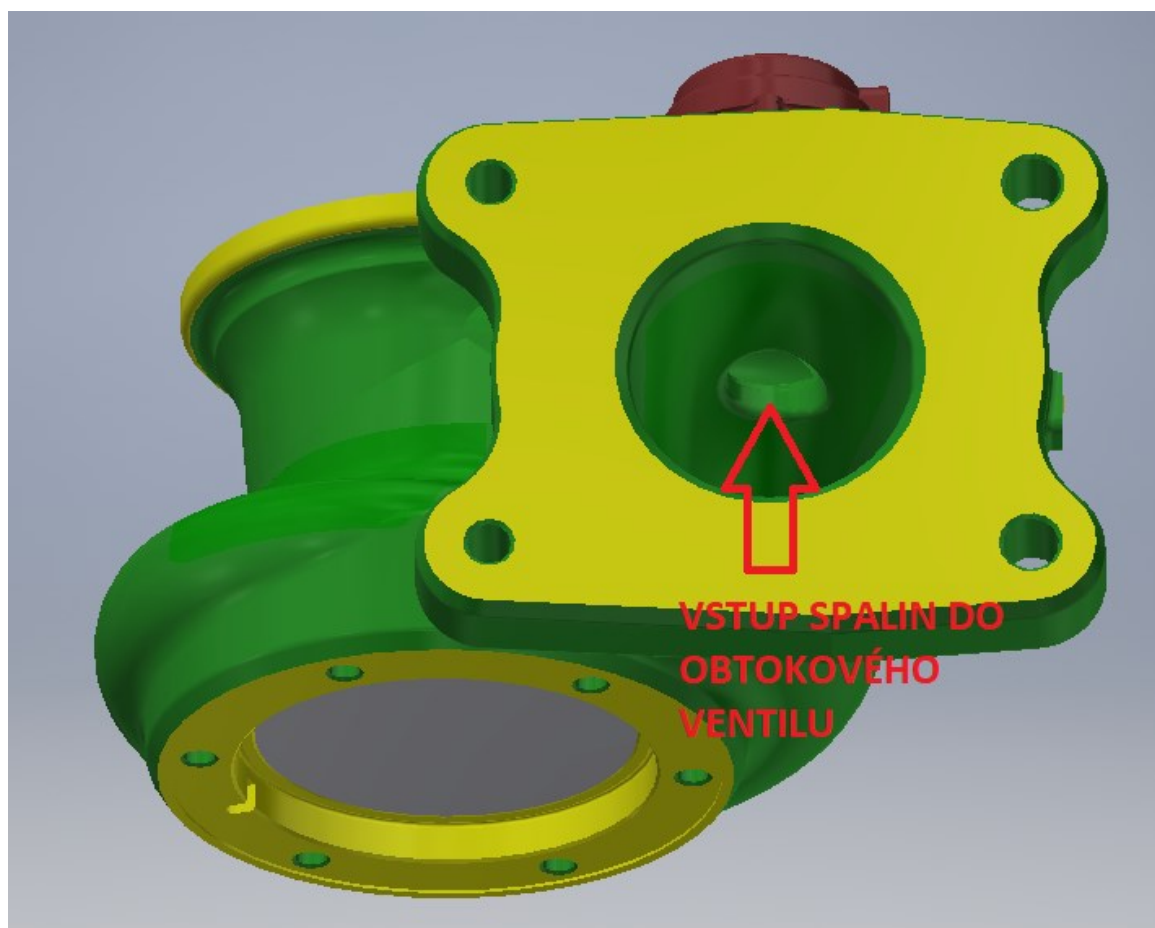
6.2 Návrh druhého konstrukčního řešení

Druhý návrh (viz Obrázek 41) se skládá z turbínové skříně, turbínového kola a uzavíracího mechanismu obtokového ventilu. Zaměřil jsem se na zredukování trasy, kterou musí proud spalín urazit od vstupu po výstup z mechanismu obtokového ventilu. Doraz ventilu i potrubí pro vedení spalín z obtokového ventilu jsou součástí odlitku turbínové skříně. Zavírání ventilu je řešeno stejně jako v předešlém návrhu, avšak s tím rozdílem, že doraz tlačného ventilu je umístěn přímo v turbínové skříně a zavírací mechanismus s ventilem je ke skříně přivařen. Spoj je tedy stejně jako v minulém návrhu nerozebíratelný ale díky malým rozměrům turbínové skříně se nenabízí lepší řešení.

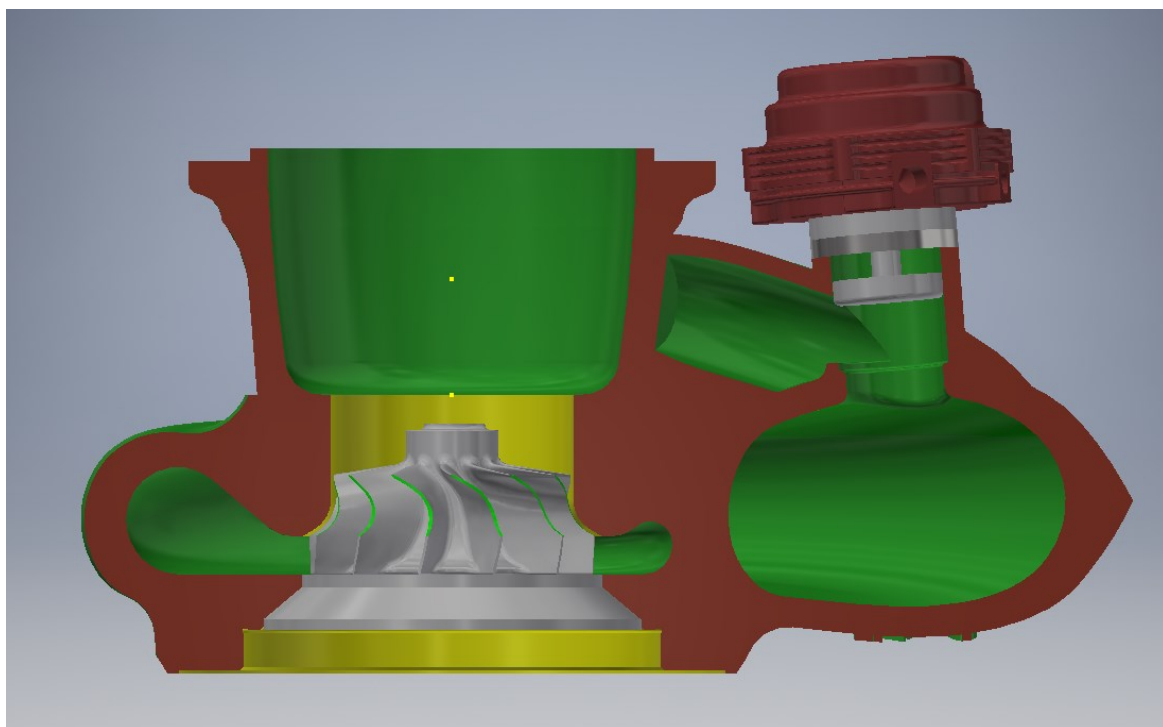


Obrázek 41 Pohled na svařenec druhého konstrukčního řešení

Podařilo se mi zkrátit trasu spalín proudících přes obtokový ventil. Avšak vstup spalín do obtokového ventilu je téměř v pravém úhlu (viz obrázek 42), což není pro proudění ideální. Zároveň je díky tomuto řešení průřez obtokovým kanálem za uzavíracím mechanismem zúžen (viz obrázek 43).

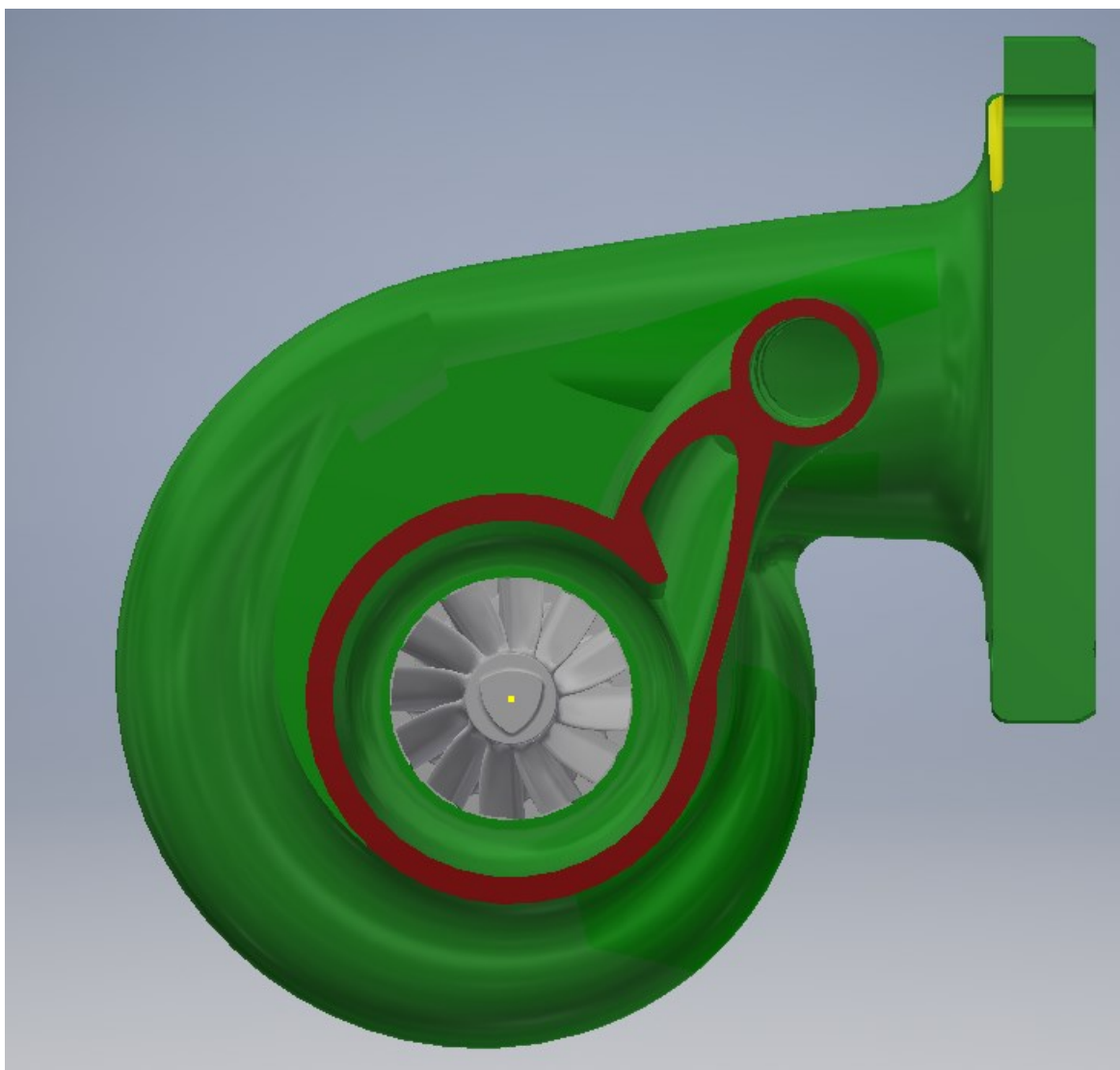


Obrázek 42 Pohled na vstup spalin do obtokového kanálu druhého konstrukčního řešení



Obrázek 43 Řez turbínovou skříní v místě vstupu spalin do obtokového kanálu druhého konstrukčního řešení

Výstup spalin z obtokového ventilu je řešen stejně jako v prvním konstrukčním řešení s tím rozdílem, že jsem zvětšil průměr obtokového kanálu z 16 mm na 18 mm. Avšak díky kratší trase obtoku je šikmina, sloužící pro přechod z kruhového průřezu na půlkruhový zkonstruována v tupějším úhlu (viz obrázek 44), což povede k horšímu usměrnění spalin na výstupu z obtokového kanálu.

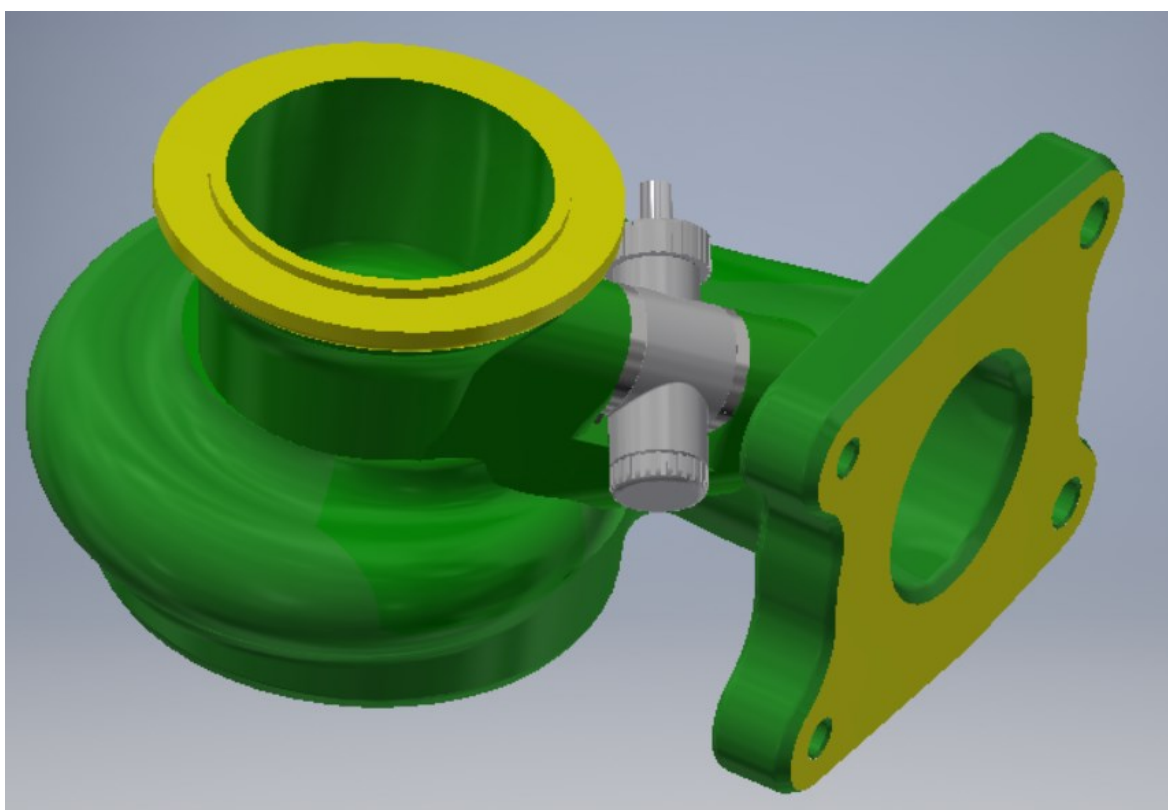


Obrázek 44 Řez turbínovou skříní v místě výstupu spalin z obtokového ventilu druhého konstrukčního řešení

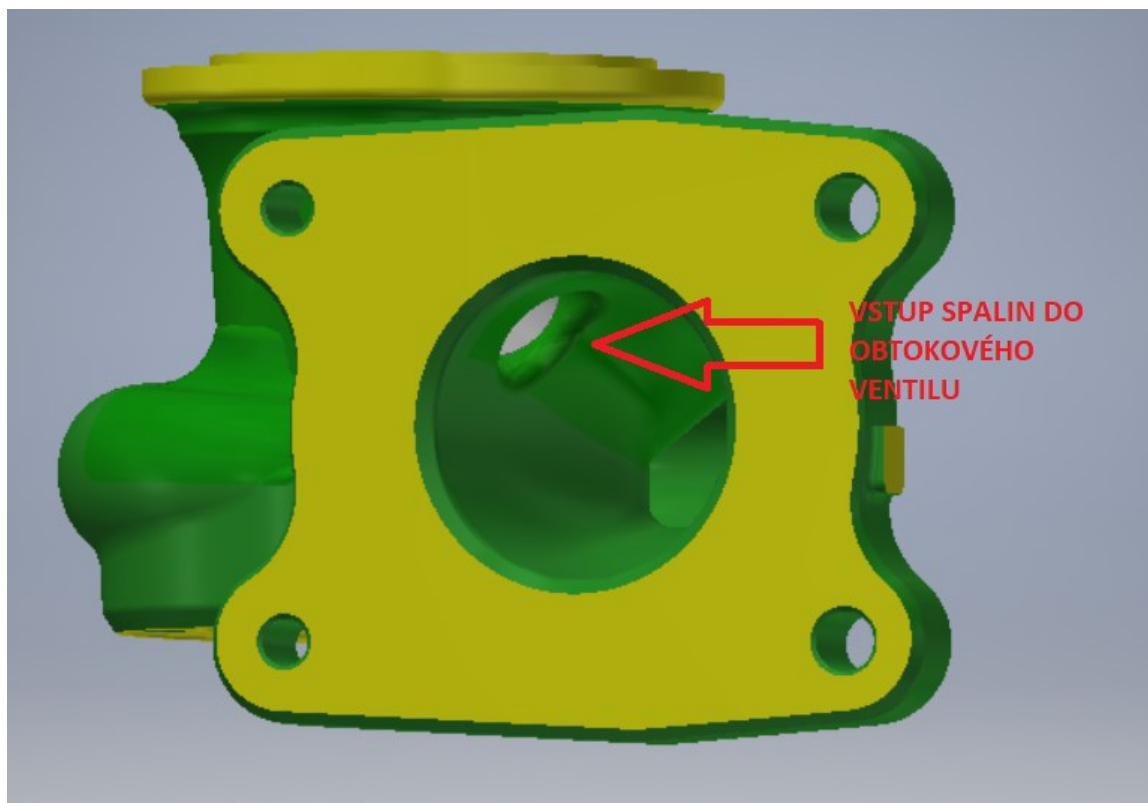
Návrhem tohoto řešení jsem zkrátil trasu obtoku spalin, avšak vyskytly se zde další nedostatky. Hlavním problémem je zúžení průřezu za uzavíracím mechanismem obtokového ventilu. V následujícím řešení využiji poznatky, které jsem získal při zhotovení prvního a druhého návrhu a pokusím se navrhnout vhodnější konstrukci obtokového ventilu.

6.3 Návrh třetího konstrukčního řešení

Při návrhu třetího konstrukčního řešení (viz Obrázek 45) jsem zužitkoval poznatky z předchozích dvou. Proto jsem navrhnul nový typ uzavíracího mechanismu, abych eliminoval předešlé problémy. V tomto návrhu je k uzavírání obtokového kanálu použita klapka. Celý mechanismus je vložen do pouzdra, které je následně přivařeno k turbínové skříni. Díky malým rozměrům turbínové skříně není vhodné použít jiný spoj. Klapka je ovládána natáčením hřídele pomocí elektrického aktuátoku. Vstup spalín do obtokového ventilu je konstruován v ostrém úhlu (viz obrázek 46) podle zásad správného proudění.

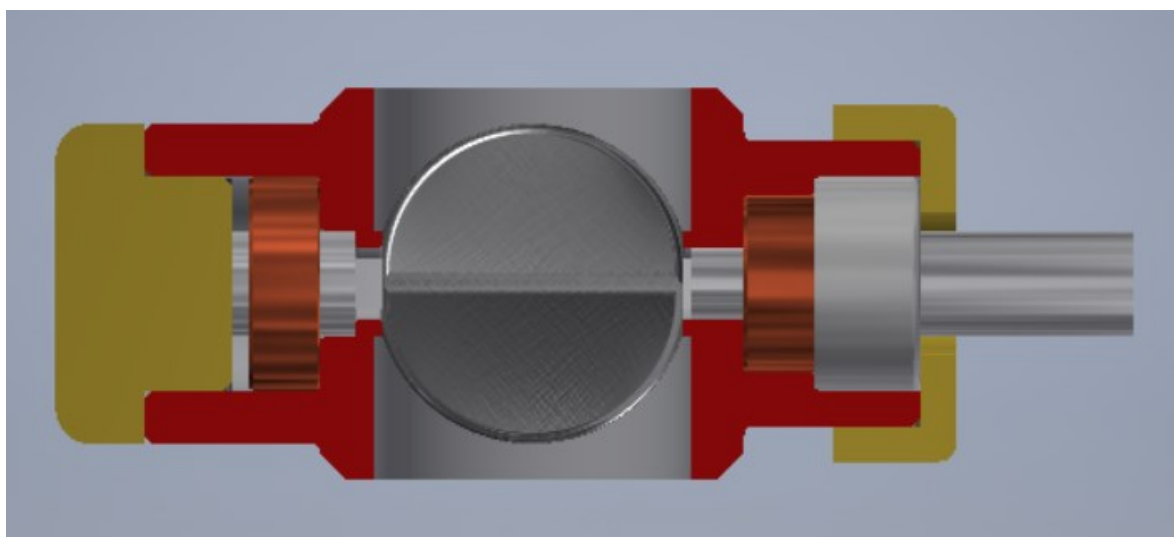


Obrázek 45 Pohled na svařenec třetího konstrukčního řešení



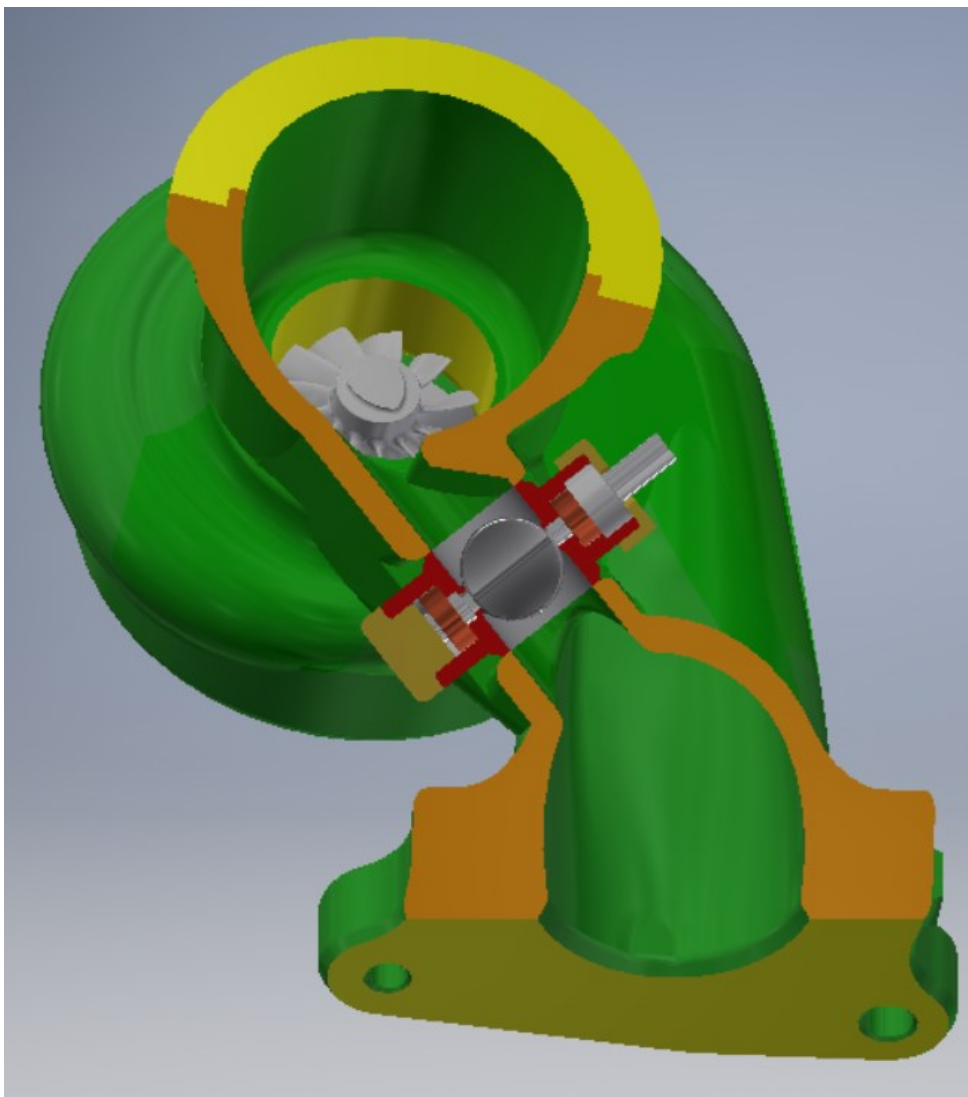
Obrázek 46 Pohled na vstup spalin do obtokového kanálu třetího konstrukčního řešení

Uzavírací mechanismus obtokového ventilu (viz Obrázek 47) je tvořen hřídelí, na kterou je vložena klapka je v jejím místě čtvercového průřezu, protože díky malým rozměrům, je jiný způsob zajištění nevhodný. Na konec hřídele čtvercového průřezu je poté vložen nákrůžek se stejným vnitřním průřezem. Na tento nákrůžek a na druhou stranu hřídele jsou poté umístěny kluzná ložiska. Ze strany nákrůžku se poté mechanismus uzavře přišroubováním speciálního šroubu na vnitřní závit. Z druhé strany se nejprve nasadí těsnění a poté se mechanismus uzavře přišroubováním speciální matky na vnější závit.



Obrázek 47 Řez mechanismem obtokového ventilu třetího konstrukčního řešení

Jak můžeme vidět na následujícím obrázku (viz Obrázek 48) tvar obtokového kanálu je na rozdíl od předchozích návrhů přímý, bez jakéhokoliv rádiusu. A zároveň je výstup z obtokového kanálu je navržen tak, aby co nejlépe usměrnil proud spalín zde vycházejících na spaliny vycházející z turbíny v pravotočivé spirále.



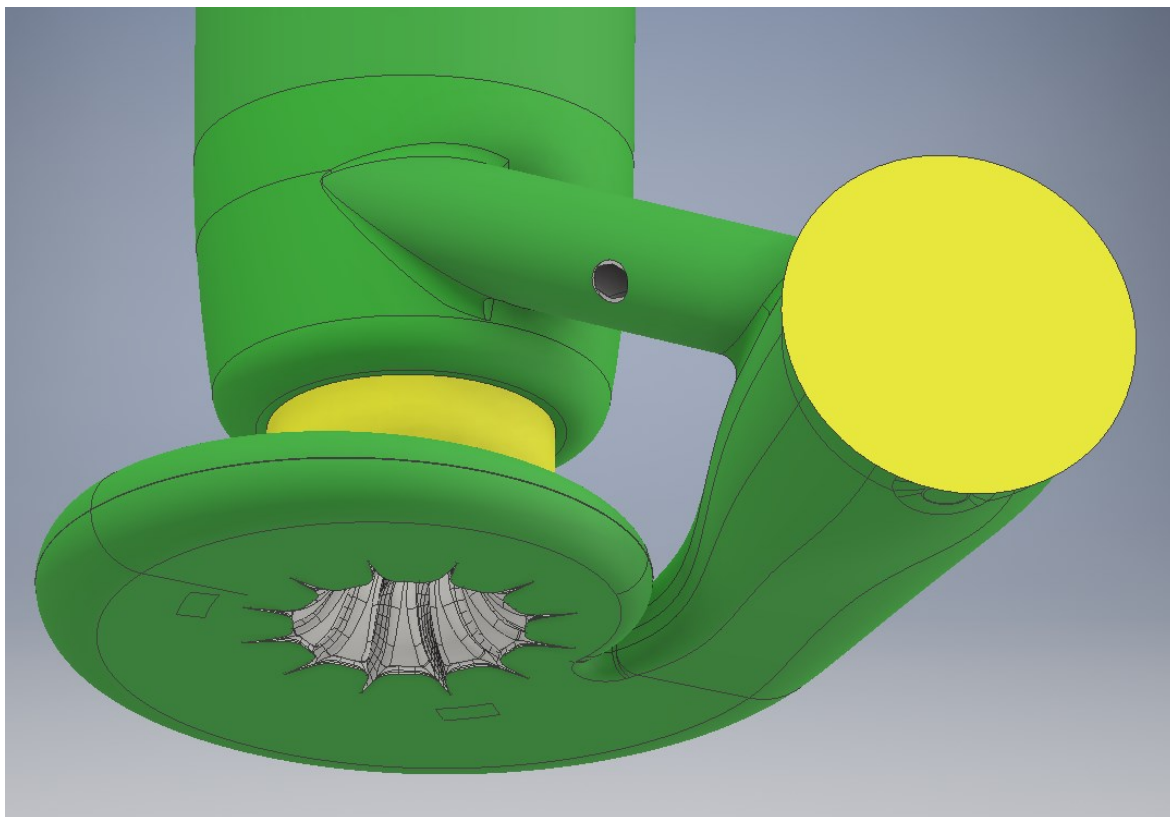
Obrázek 48 Částečný řez turbínovou skříní a mechanismem obtokového ventilu třetího konstrukčního řešení

Zhodnocení konstrukčních řešení

Použitím mechanismu s klapkou ve třetím návrhu jsem oproti předchozím konstrukčním řešením zkrátil délku obtokového kanálu. Zároveň je kanál rovný, spolu s dobrým vstupem a výstupem spalín. Díky tomu by mělo být výsledné míšení proudu nejlepší z možných návrhů. Proto jsem se rozhodl že pro CFD simulaci použiji třetí konstrukční návrh. Vytvořenou CFD simulaci pak zhodnotím a porovnáám ze simulací prvního modelu.

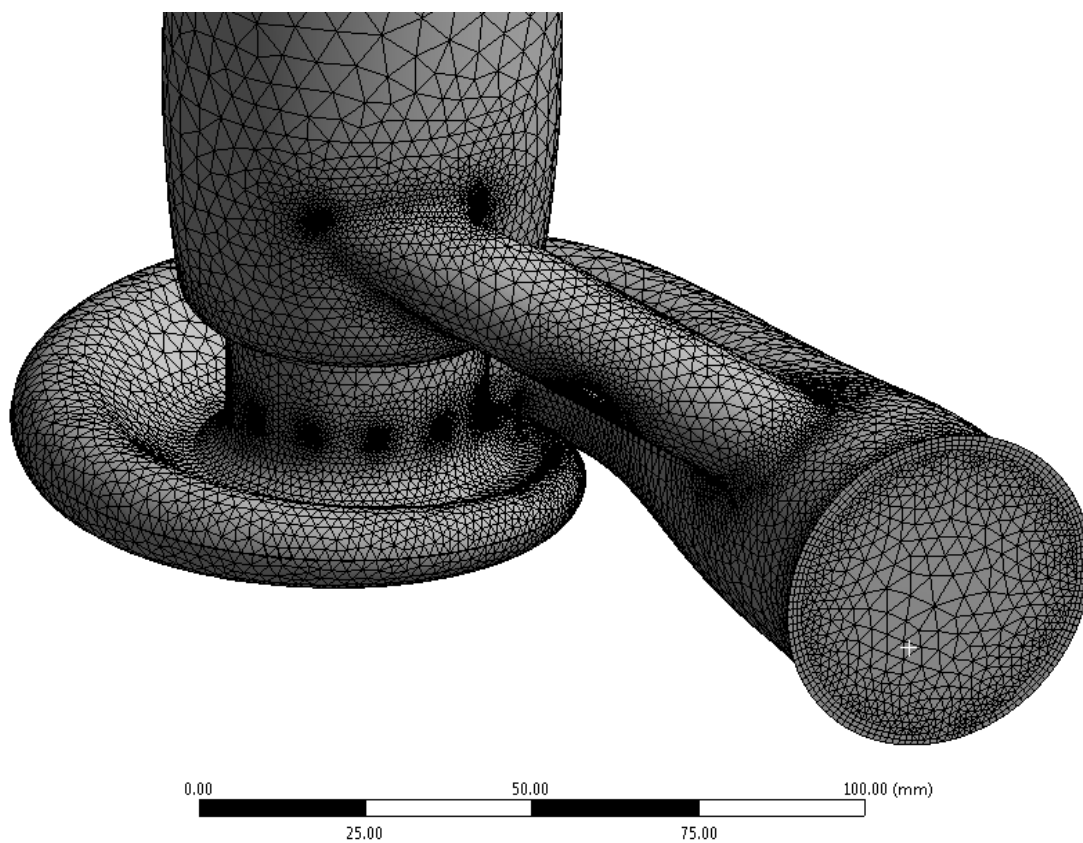
7 Vytvoření CFD simulace třetího konstrukčního řešení

Při tvorbě CFD simulace třetího konstrukčního řešení budu postupovat stejně jako při zhotovení první simulace, s tím rozdílem že nemusím opravit problémová místa, protože se v návrhu nevyskytují. Nejdříve jsem vytvořil vnitřní výplň modelu (viz Obrázek 49).

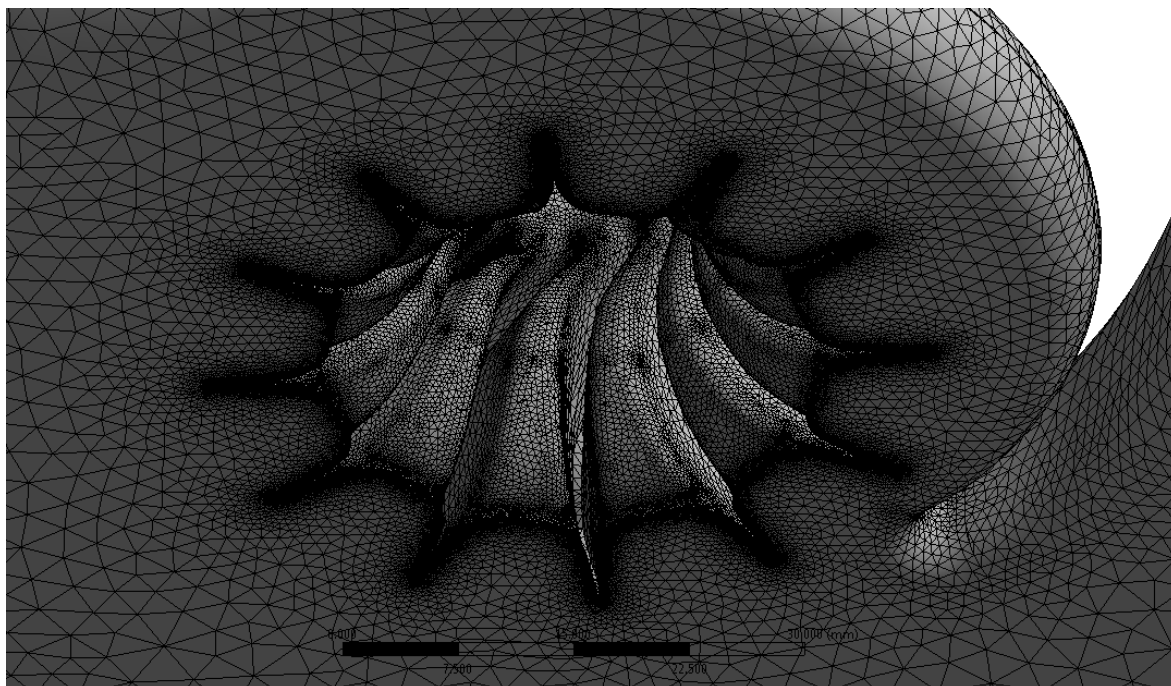


Obrázek 49 Vnitřní výplň turbodmychadla třetího konstrukčního řešení

Vytvořený model vnitřní výplně jsem otevřel v programu ANSYS 2019. V tomto programu jsem následně vytvořil „mesh“. Při tvorbě „meshe“ jsem použil stejné parametry jako u původního modelu, aby byly vzájemně co možná nejlépe porovnatelné. Na následujících obrázcích je přiblížený pohled na „mesh“ voluty turbodmychadla (viz Obrázek 50) a turbíny (viz Obrázek 51).

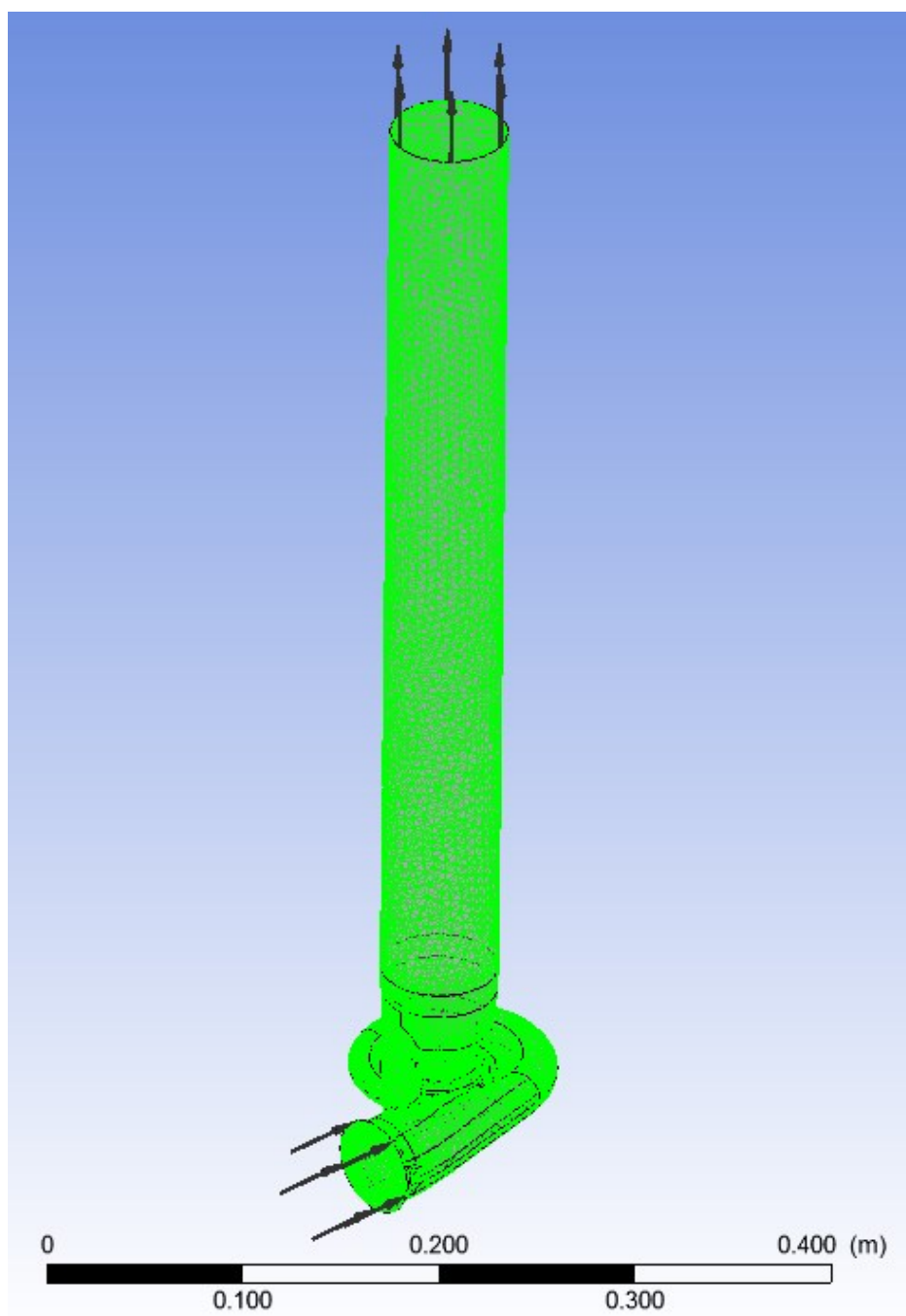


Obrázek 50 Přibližný pohled na volutu turbodmychadla třetího konstrukčního řešení



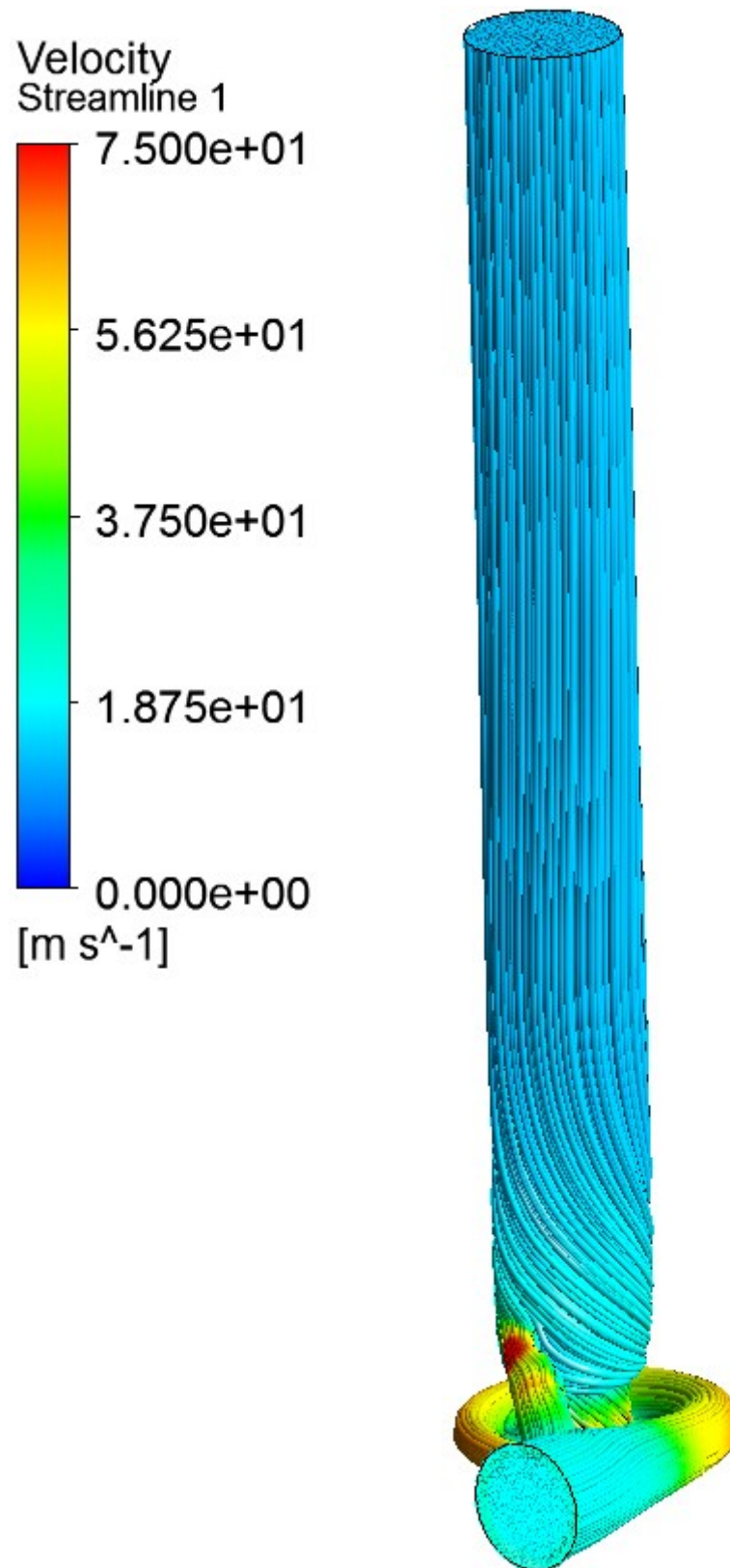
Obrázek 51 Přibližný pohled na vymodelovaný „mesh“ turbíny třetího konstrukčního řešení

Poté co jsem vytvořil „mesh“ součástky, tak jsem zadal do nastavení modelu (viz Obrázek 52) stejné parametry jako v modelu stávajícího konstrukčního řešení.



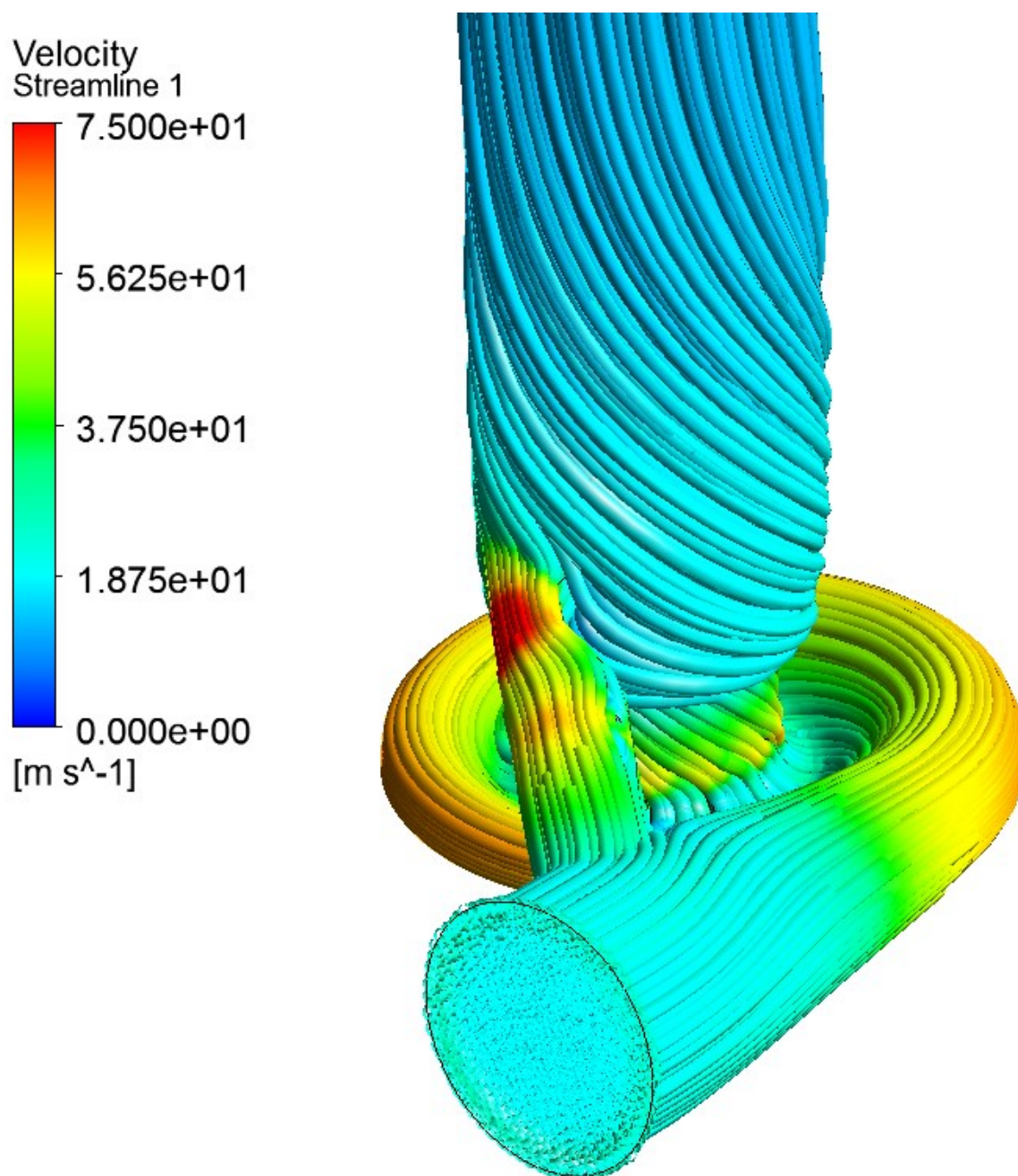
Obrázek 52 Nastavení modelu třetího konstrukčního řešení pro simulaci

Po nastavení všech potřebných parametrů jsem spustil CFD simulaci. Výsledné grafické znázornění proudění spalín lze vidět na následujícím obrázku (viz Obrázek 53).



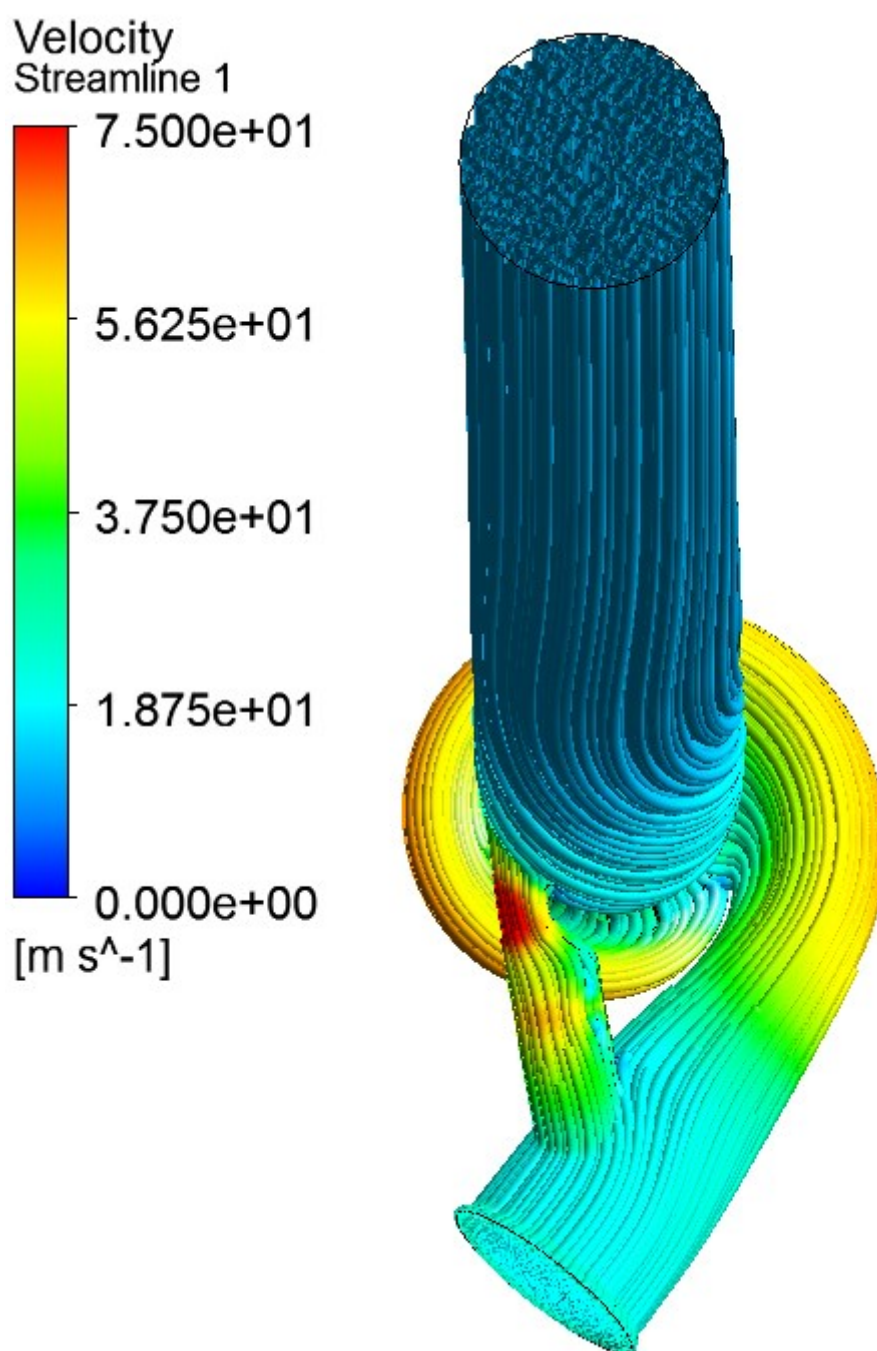
Obrázek 53 Simulace proudění spalín pro třetí konstrukční řešení

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 54) je přiblížený pohled na výstup spalin z obtokového ventilu.



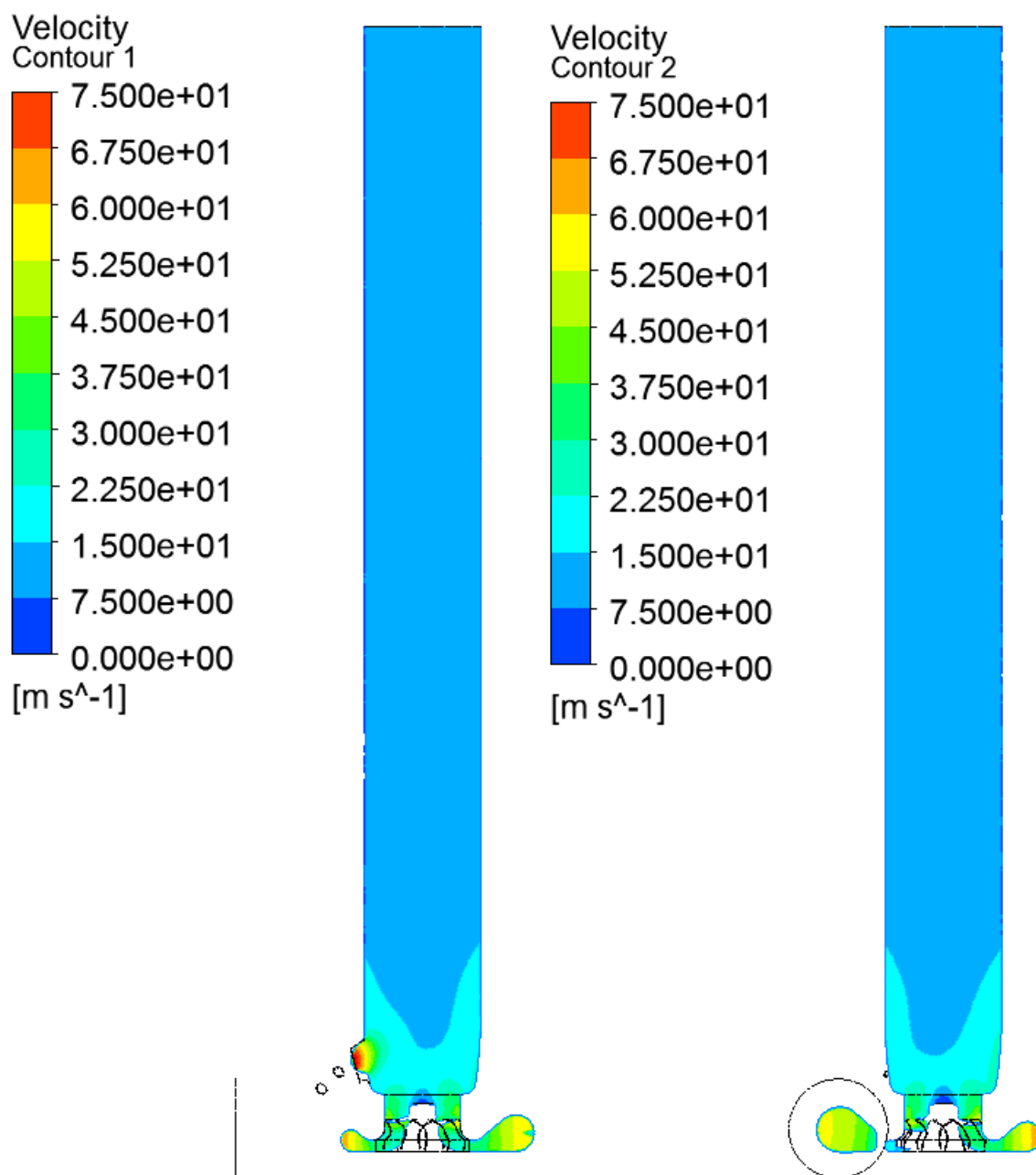
Obrázek 54 Přiblížený pohled na simulaci proudění spalin pro třetí konstrukční řešení

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 35) lze vidět pohled shora na vytvořenou simulaci.



Obrázek 55 Pohled shora na simulaci proudění spalin pro třetí konstrukční řešení

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 56) je pohled na průběh rychlosti proudících spalin znázorněný plošnými řezy skrz roviny XY a XZ třetího konstrukčního řešení.”

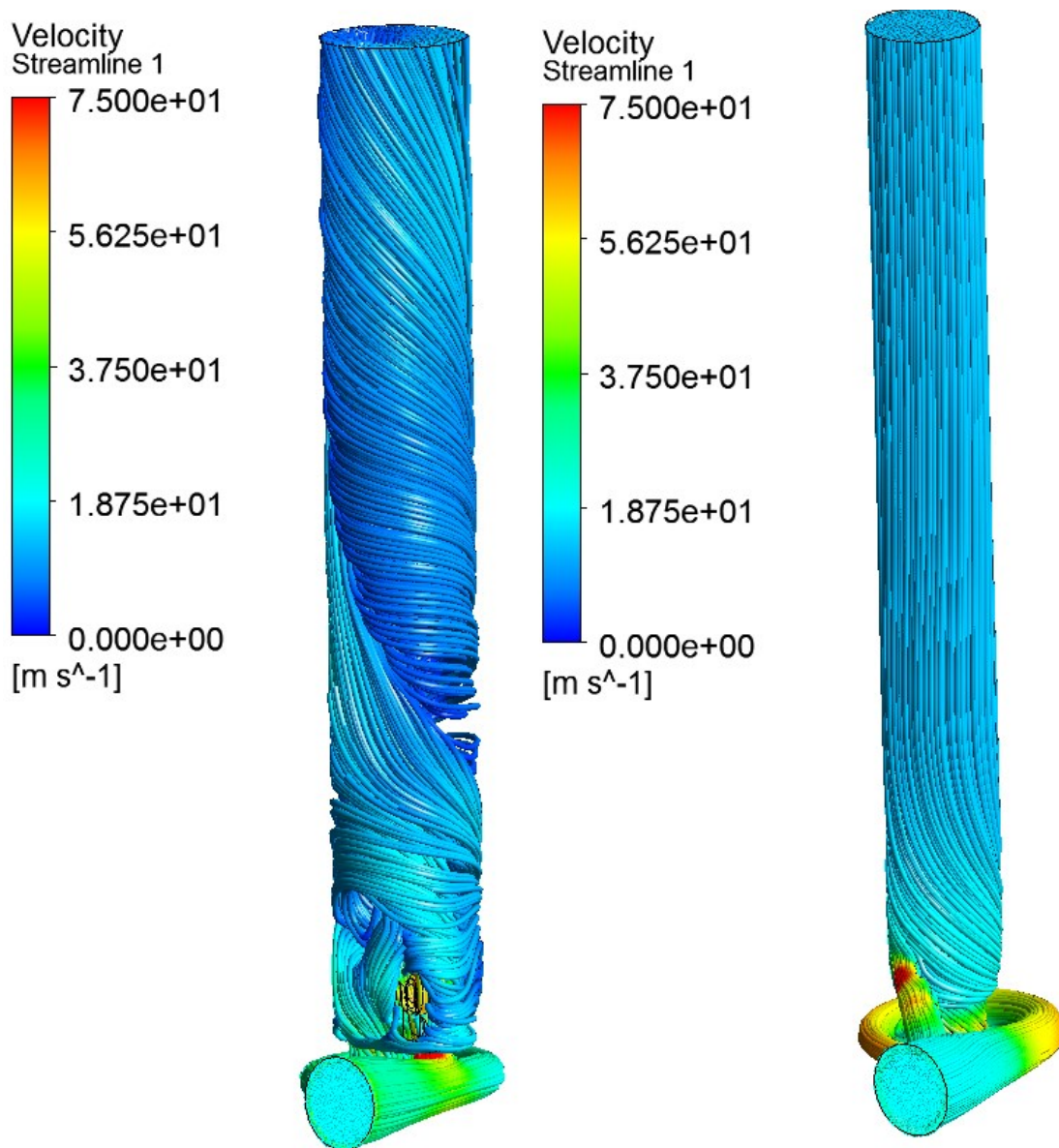


Obrázek 56 Pohled na průběh rychlosti proudících spalin znázorněný plošnými řezy skrz roviny XY a XZ třetího konstrukčního řešení

Při pohledu na předešlé obrázky vyjmuté z CFD simulace třetího konstrukčního řešení je zřejmé že došlo k úspěšnému usměrnění toku spalin vystupujících z obtokového kanálu se spalinami hlavního proudu. A zároveň je zřetelné že došlo k zamezení tvorby turbulencí. Vzájemné porovnání vytvořených simulací provedu v následující kapitole.

8 zhodnocení vhodnosti navržených úprav

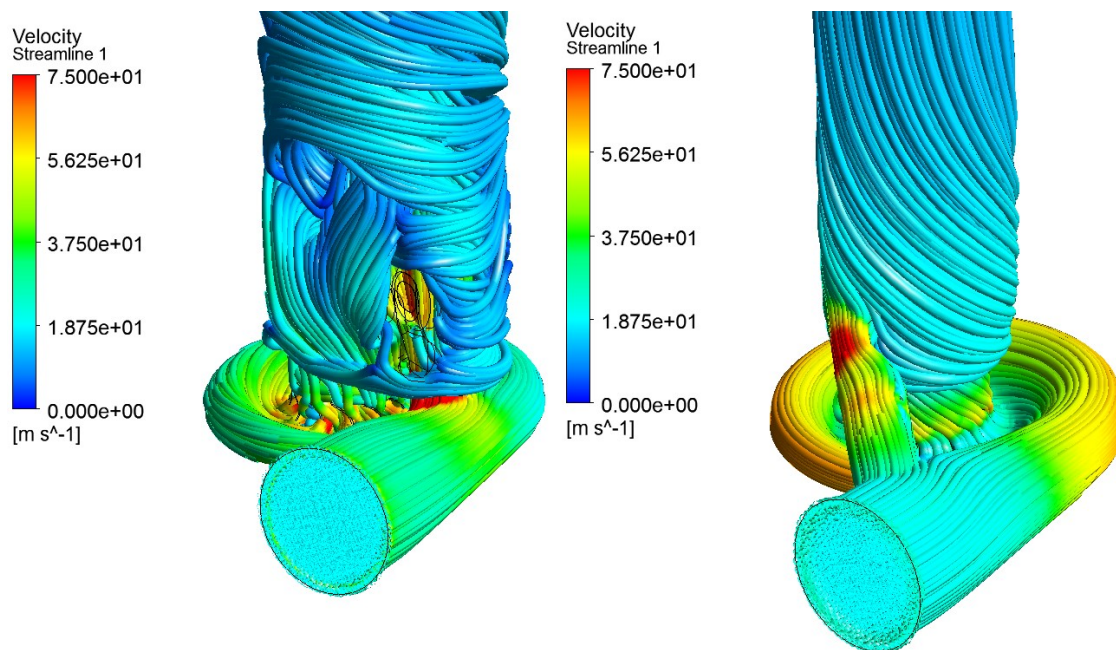
V následující kapitole provedu zhodnocení vhodnosti navržených úprav. Toho dosáhnou zhotovením porovnání proudových polí. Na následujícím obrázku (viz Obrázek 57) lze vidět porovnání proudových polí v původní (vlevo) a nové (vpravo) simulaci. Pro názornost bylo použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, i když jsou maximální rychlosti v určitých místech modelu vyšší.



Obrázek 57 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace

Při porovnání proudových polí je patrné že v novém návrhu došlo k markantnímu usměrnění proudu spalín a eliminaci turbulencí.

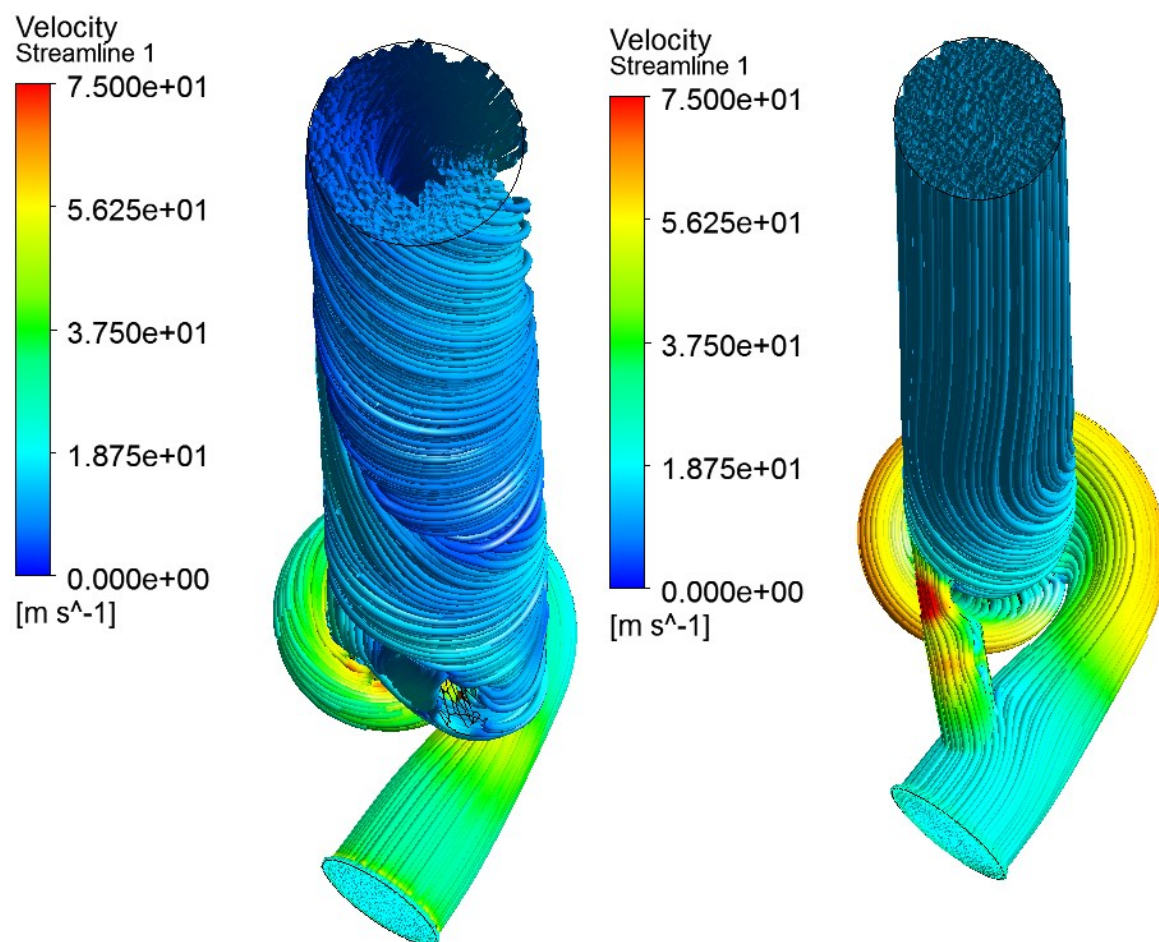
Na následujícím obrázku (viz Obrázek 58) je znázorněno porovnání proudových polí vytvořených simulací v oblasti obtokového ventilu. Pro názornost bylo znovu použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, i když jsou maximální rychlosti v určitých místech modelu vyšší.



Obrázek 58 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti obtokového ventilu

Při porovnání proudových polí vytvořených simulací v oblasti obtokového ventilu lze vidět markantní turbulence proudu spalin v původním návrhu (vlevo) a usměrněné proudění spalin na novém návrhu (vpravo).

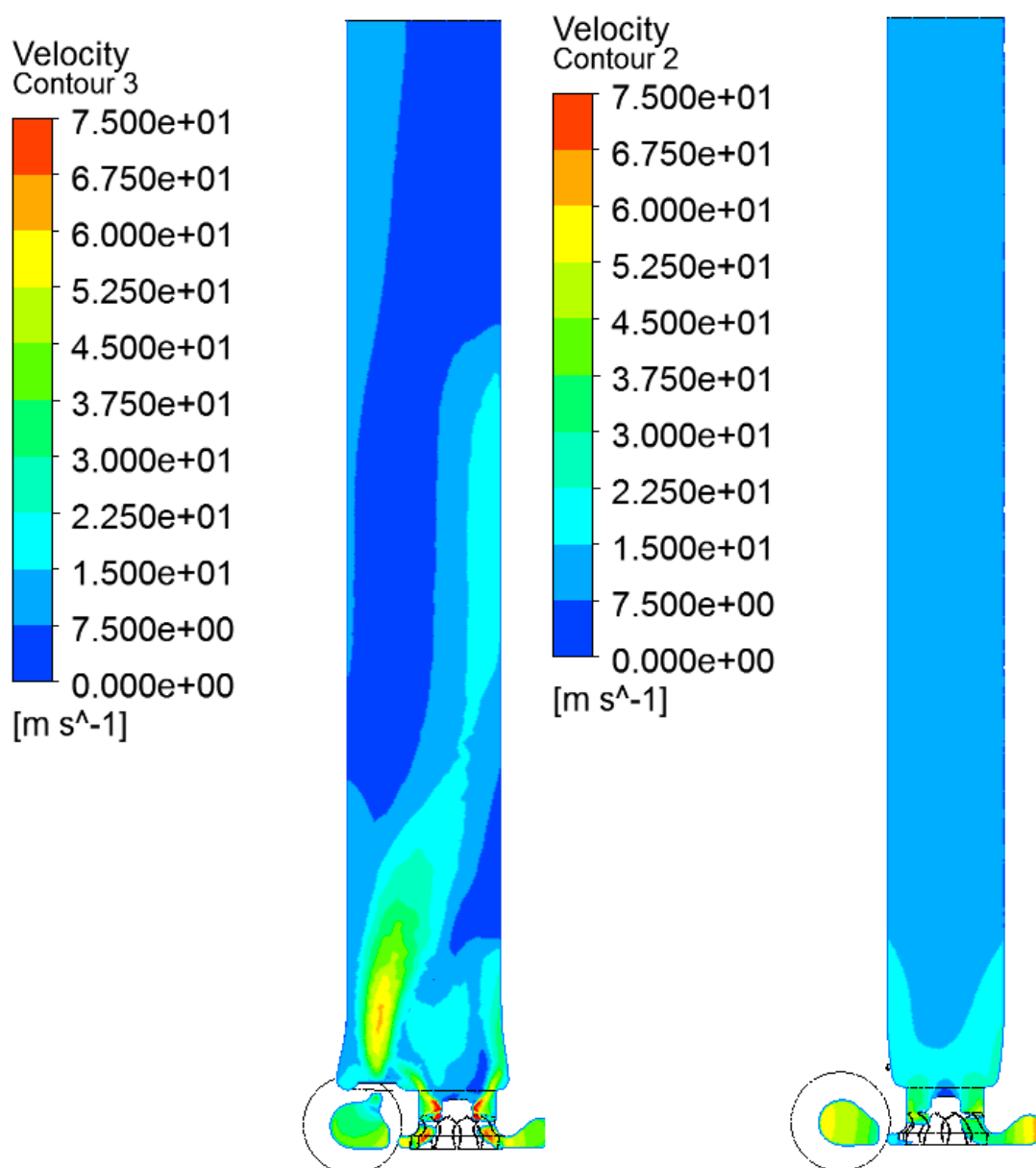
Na následujícím obrázku (viz Obrázek 59) je znázorněno porovnání proudových polí vytvořených simulací v pohledu shora. Pro názornost bylo znovu použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, i když jsou maximální rychlosti v určitých místech modelu vyšší.



Obrázek 59 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace při pohledu zhora

Při pohledu shora jde vidět rozdíl v ustálenosti proudění na výstupu z potrubí z původního návrhu (vlevo) a nového návrhu (vpravo). Kdy proud spalin je u nového návrhu (vpravo) téměř dokonale usměrněn a u původního návrhu (vlevo) není usměrněn ani po výstupu z 0,5m dlouhého potrubí.

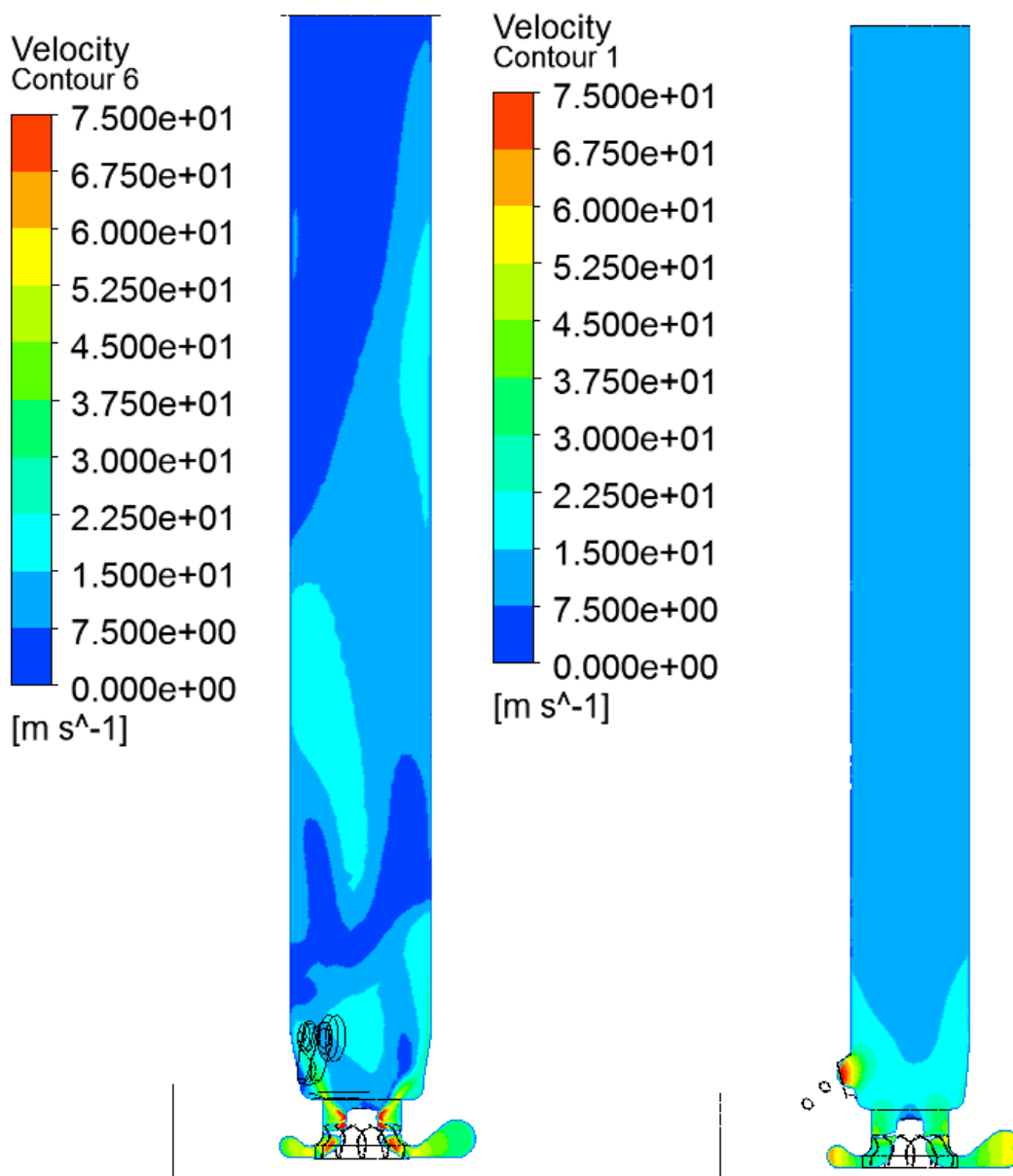
Na následujícím obrázku (viz Obrázek 60) je znázorněno porovnání proudových polí vytvořených simulací v řezu rovinami XY. Pro názornost bylo znovu použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, i když jsou maximální rychlosti v určitých místech modelu vyšší.



Obrázek 60 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v řezu rovinami XY

Při porovnání proudových polí v řezu rovinami XY je patrný rozdíl ve velkém kolísání rychlostí proudění u původního návrhu (vlevo) a v ustálené rychlosti proudění u nového návrhu (vpravo).

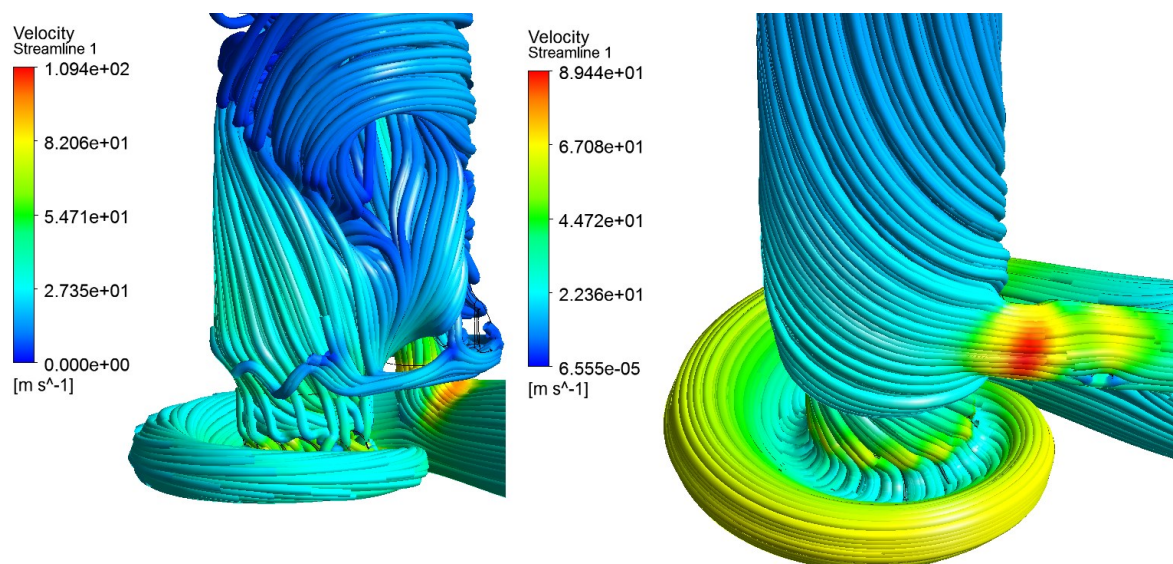
Na následujícím obrázku (viz Obrázek 61) je znázorněno porovnání proudových polí vytvořených simulací v řezu rovinami XZ. Pro názornost bylo znovu použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, i když jsou maximální rychlosti v určitých místech modelu vyšší.



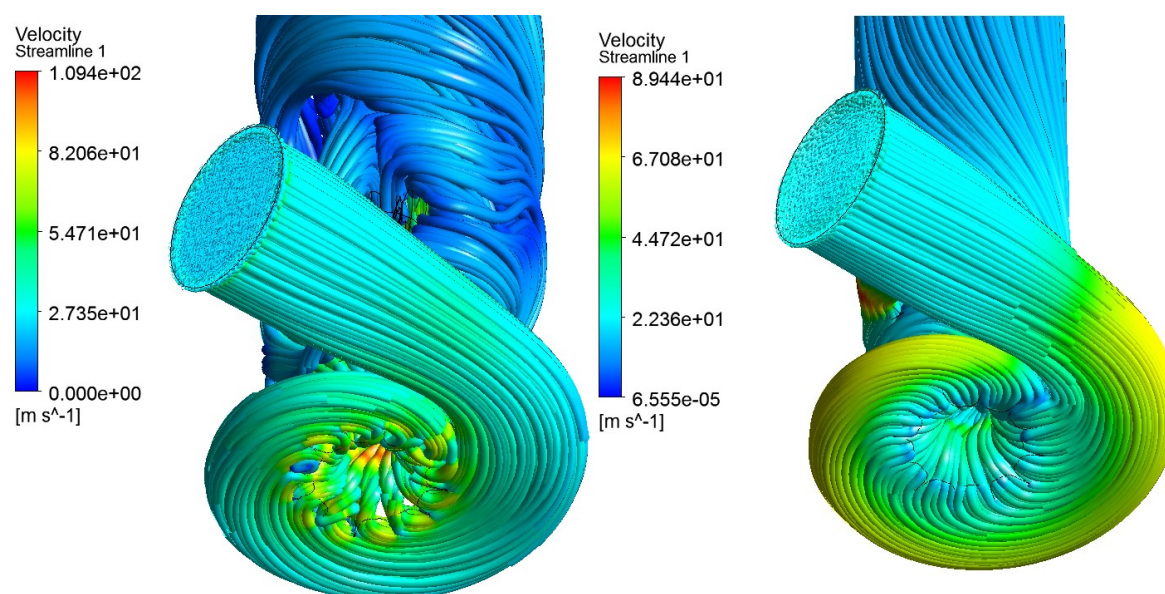
Obrázek 61 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v řezu rovinami XZ

Při porovnání proudových polí v řezu rovinami XZ je znovu patrný rozdíl ve velkém kolísání rychlostí proudění u původního návrhu (vlevo) a v ustálené rychlosti proudění u nového návrhu (vpravo).

Na obrázku (viz Obrázek 62) je znázorněno porovnání proudových polí vytvořených simulací v oblasti obtokového ventilu. A na následujícím obrázku (viz obrázek 63) je znázorněn pohled na porovnání proudových polí v oblasti turbíny. Pro znázornění maximálních rychlostí bylo použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $109,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro původní návrh (vlevo) a do $89,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro nový návrh (vpravo).

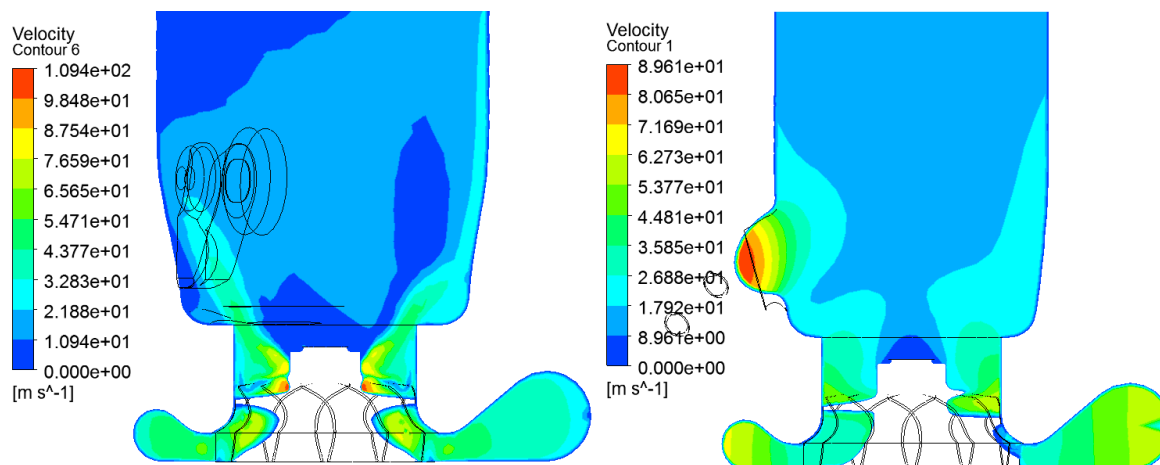


Obrázek 62 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti obtokového ventilu při maximálních rychlostech



Obrázek 63 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti turbíny při maximálních rychlostech

Na následujícím obrázku (viz Obrázek 64) jsou znázorněny přibližné pohledy na turbíny v řezu rovinami XZ pro porovnání proudových polí. Pro znázornění maximálních rychlostí bylo znovu použito barevné spektrum pro rychlosti proudění do $109,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro původní návrh (vlevo) a do $89,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro nový návrh (vpravo).



Obrázek 64 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti turbíny v řezu rovinami XZ

Zhodnocení výsledků CFD simulací

Z předchozích obrázků sloužících k porovnání maximálních dosahovaných rychlostí v proudových polích vyplývá, že v konstrukci nového návrhu se dosáhlo snížení rychlosti spalin proudících na turbínu a tím i energie dodávané turbíně, protože přes nové řešení obtokového ventilu proudí větší množství spalin a jsou dále mnohem lépe usměrněny. Díky tomuto jevu, který je pro regulační funkci obtokového ventilu žádoucí, došlo ke zvýšení účinnosti celého systému. Dále jsou spaliny mnohem lépe usměrněny i na výstupu z potrubí a tvoří plynulý rovnoměrný tok. To může kladně přispět k životnosti komponent výfukového potrubí, hlavně katalyzátoru. Dále bych doporučil pro úplné zjištění vhodnosti nového řešení provést simulaci na přestupy tepla, hlavně v oblasti výstupu z obtokového kanálu, kde dochází ke zúžení z kruhového na půlkruhový průřez. Dále by bylo nutné díky vyšší složitosti nového konstrukčního řešení provést kalkulace výrobních nákladů. A nakonec je zde otázka, zda bude nové řešení dostatečně spolehlivé díky nerozebíratelnému svarovému spoji, kterým je uzavírací mechanismus obtokového ventilu spojen s turbínovou skříní.

9 Závěr

Úvodní část práce byla nejprve věnována teorii spalovacích motorů a jejich přeplňování. Poté se práce zabývala popisem teorie turbodmychadla a jeho regulace. V praktické části bylo nejdříve popsáno původní konstrukční řešení, obdržené od firmy Garrett Advancing Motion. Následuje část zabývající se vytvořením CFD simulace tohoto konstrukčního řešení. Po vytvoření simulace jsou popsány její výsledky a poznatky z ní získané. Tyto poznatky jsou dále využity při tvorbě nových konstrukčních návrhů umístění a typů obtokových ventilů. Návrhy jsou zhotoveny celkem tři, přičemž je vybrán ten nejvhodnější, pro který je dále vytvořena druhá CFD simulace. Následně jsou porovnány proudové pole obou simulací. Se vzájemného porovnání vyplývá, že zhotovením nového konstrukčního návrhu došlo k eliminaci turbulencí a zvýšení účinnosti celého systému. Na závěr jsou zhodnoceny možná rizika nového konstrukčního návrhu a je stanoveno doporučení pro další postup.

Seznam použité literatury

Tištěná literatura

- 1- HLAVŇA, Vladimír. *Dopravný prostriedok - jeho motor*. V Žiline: Žilinská univerzita, 2000. ISBN 80-7100-665-3.
- 2- PILÁRIK, Milan. *Automobily II: pro obor vzdělání Automechanik*. Třetí, přepracované vydání. Praha: Informatorium, 2014. ISBN 978-80-7333-101-6. Učební texty.
- 3- KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřínovaný turbodmychadlem*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989. Knižnice technických aktualit.
- 4- KADLEC, Zdeněk. *Sdílení tepla - návody do cvičení*. 2. vydání. Ostrava: Sylabus, 2006. ISBN 3174189273.

Elektronická literatura

- 5- Honeywell Announces Garrett as Company Name for Transportation Systems Business After Spin-Off. *Www.honeywell.com* [online]. Morris Plains: Honeywell, 2018 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.honeywell.com/newsroom/pressreleases/2018/06/honeywell-announces-garrett-as-company-name-for-transportation-systems-business-after-spin-off>
- 6- Turbo Replacement. *Www.garrettmotion.com* [online]. Garrett Advancing Motion, 2019 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbo-replacement>
- 7- Nicolaus Otto. *Cs.wikipedia.org* [online]. wikipedia, 2016 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Nicolaus_Otto
- 8- Karl Benz. *Cs.wikipedia.org* [online]. wikipedia, 2019 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Karl_Benz
- 9- *Paliva spalovacích motorů*. 2014. Dostupné také z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2571>
- 10- Spalovací motor. *Www.energyweb.cz* [online]. energyweb [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: http://www.energyweb.cz/web/index.php?display_page=2&subitem=1&ee_chapter=2.2.2
- 11- *On rewarding policies for city logistics in small and medium historic towns*. Lucca, 2018. Dostupné také z: <http://www.life-aspire.eu/wp-content/uploads/2018/10/Ambrosino.pdf>
- 12- *Analýza obtokového kanálu turbodmychadla*. Brno, 2015. Bakalářská. VUT Brno.
- 13- *CFD simulace proudění rozváděcím mechanismem turbodmychadla*. Brno, 2010. Diplomová. VUT Brno.
- 14- *CFD simulace proudění výfukových plynů přepouštěcím ventilem turbodmychadla pro zážehové motory*. Brno, 2012. Diplomová. VUT Brno.
- 15- Princip turbodmychadla. *Www.flexamiauto.cz* [online]. Brno: FlexaMi Auto [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- 16- Toto je 6 typů turbodmychadel. Jaké mají výhody a jaké nevýhody?. *Www.autoforum.cz* [online]. autoforum, 2016 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/toto-je-6-typu-turbodmychadel-jake-maji-vyhody-a-jake-nevyhody>
- 17- Turbocharger Wastegates: Differences Between Internal and External. *Www.ap-turbo.com* [online]. iPrima Media, 2016 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.ap-turbo.com/turbocharger-wastegates-differences-internal-external>

Seznam obrázků, tabulek a grafů

Obrázky

Obrázek 1 Logo společnosti Garrett Advancing Motion⁵

Obrázek 2 Ottův spalovací motor z roku 1876⁷

Obrázek 3 Replika Benzova vozu z roku 1885⁸

Obrázek 4 Typy motorů podle uspořádání válců²

Obrázek 5 Princip činnosti zážehového čtyřdobého motoru¹⁰

Obrázek 6 Princip činnosti vznětového čtyřdobého motoru¹⁰

Obrázek 7 Historie emisních standardů EURO¹¹

Obrázek 8 Schéma principu funkce turbodmyhadla.¹⁵

Obrázek 9 Řez turbodmyhadlem¹⁵

Obrázek 10 Řez kompresorové části turbodmyhadla¹²

Obrázek 11 Turbínová skříň¹²

Obrázek 12 Řez jednoduchým turbodmyhadlem¹⁶

Obrázek 13 Turbodmyhadlo typu twin-scroll¹⁶

Obrázek 14 Systém bi-turbo¹⁶

Obrázek 15 Turbo s proměnou geometrií lopatek¹⁶

Obrázek 16 Variabilní turbodmyhadlo „twin-scroll“¹⁶

Obrázek 17 Princip funkce regulace pomocí obtokového ventilu¹⁵

Obrázek 18 Turbodmyhadlo s interním obtokovým ventilem¹⁷

Obrázek 19 Externí wastegate¹⁷

Obrázek 20 Stávající konstrukční řešení turbodmyhadla s uzavřeným obtokovým ventilem

Obrázek 21 Stávající konstrukční řešení turbodmyhadla s otevřeným obtokovým ventilem

Obrázek 22 Pohled na tvar lopatek turbínového kola

Obrázek 23 Pohled na vstup obtokového ventilu z voluty turbodmyhadla stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 24 Zásady pro správné proudění spalin do obtokového ventilu

Obrázek 25 Pohled na problémová místa stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 26 Pohled na zjednodušený model stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 27 Vnitřní výplň turbodmyhadla stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 28 Vytvořený „mesh“ stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 29 Přiblížený pohled na volutu turbodmyhadla stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 30 Přiblížený pohled na vymodelovaný „mesh“ turbíny stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 31 Nastavení modelu stávajícího konstrukčního řešení pro simulaci

Obrázek 32 Zadané parametry pro vytvoření simulace stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 33 Simulace proudění spalín pro stávající konstrukční řešení

Obrázek 34 Přiblížený pohled na simulaci proudění spalín pro původní konstrukční řešení

Obrázek 35 Pohled shora na simulaci proudění spalín pro původní konstrukční řešení

Obrázek 36 Pohled na průběh rychlosti proudících spalín znázorněný plošnými řezy skrz roviny XY a XZ stávajícího konstrukčního řešení

Obrázek 37 Pohled na svařenec prvního konstrukčního řešení

Obrázek 38 Pohled na vstup spalín do obtokového kanálu prvního konstrukčního řešení

Obrázek 39 Pohled na výstup spalín z obtokového kanálu prvního konstrukčního řešení

Obrázek 40 Řez turbínovou skříní v místě výstupu spalín z obtokového kanálu prvního konstrukčního řešení

Obrázek 41 Pohled na svařenec druhého konstrukčního řešení

Obrázek 42 Pohled na vstup spalín do obtokového kanálu druhého konstrukčního řešení

Obrázek 43 Řez turbínovou skříní v místě vstupu spalín do obtokového kanálu druhého konstrukčního řešení

Obrázek 44 Řez turbínovou skříní v místě výstupu spalín z obtokového ventilu druhého konstrukčního řešení

Obrázek 45 Pohled na svařenec třetího konstrukčního řešení

Obrázek 46 Pohled na vstup spalín do obtokového kanálu třetího konstrukčního řešení

Obrázek 47 Řez mechanismem obtokového ventilu třetího konstrukčního řešení

Obrázek 48 Částečný řez turbínovou skříní a mechanismem obtokového ventilu třetího konstrukčního řešení

Obrázek 49 Vnitřní výplň turbodmychadla třetího konstrukčního řešení

Obrázek 50 Přiblížený pohled na volutu turbodmychadla třetího konstrukčního řešení

Obrázek 51 Přiblížený pohled na vymodelovaný „mesh“ turbíny třetího konstrukčního řešení

Obrázek 52 Nastavení modelu třetího konstrukčního řešení pro simulaci

Obrázek 53 Simulace proudění spalín pro třetí konstrukční řešení

Obrázek 54 Přiblížený pohled na simulaci proudění spalín pro třetí konstrukční řešení

Obrázek 55 Pohled shora na simulaci proudění spalín pro třetí konstrukční řešení

Obrázek 56 Pohled na průběh rychlosti proudících spalín znázorněný plošnými řezy skrz roviny XY a XZ třetího konstrukčního řešení

Obrázek 57 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace

Obrázek 58 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti obtokového ventilu

Obrázek 59 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace při pohledu zhora

Obrázek 60 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v řezu rovinami XY

Obrázek 61 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v řezu rovinami XZ

Obrázek 62 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti obtokového ventilu při maximálních rychlostech

Obrázek 63 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti turbíny při maximálních rychlostech

Obrázek 64 Porovnání proudových polí původní (vlevo) a nové (vpravo) simulace v oblasti turbíny v řezu rovinami XZ

Tabulky

Tabulka 1 Parametry spalín⁴

Tabulka 2 Vypočtené parametry spalín



Seznam příloh

Příloha A – Výkresová dokumentace konstrukčních řešení turbodmychadla

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích tvorby Diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu doc. Ing. Zdeňkovi Porubovi, Ph.D. za pomoc a cenné rady při tvorbě CFD simulací. A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat panu Ing. Petrovi Škárovi, jakožto zástupci firmy Garrett Advancing Motion za všechny poskytnuté podklady a cenné rady.

„Každý, kdo se přestane učit, je starý, ať je mu dvacet nebo osmdesát. Každý, kdo se stále učí, zůstává mladý.“

Henry Ford